

Grado en Ingeniería Mecánica
2017/2018

Trabajo Fin de Grado

**Modelización y optimización de
código para el funcionamiento de un
ciclo combinado de tres niveles de
presión**

Rubén Blázquez Martín

Tutor/es

Sergio Sánchez Delgado

Leganés, a 20 de febrero de 2018

Agradecimientos

A mi familia, por ser ese apoyo fundamental que todos en alguna etapa de la vida necesitamos, y en especial a mis padres por todas las oportunidades que me han brindado pese a todo el esfuerzo y sacrificio que ello conlleva.

A mis amigos, tanto de la infancia como de la universidad, por los momentos compartidos y por haberme dado tanto.

En definitiva, a todas aquellas personas que han pasado por mi vida y han dejado una pequeña huella en mí que han forjado la persona que soy hoy.

Resumen

En el presente documento se muestra un análisis termodinámico y optimización de una central de ciclo combinado de tres niveles de presión. Para llevar a cabo dicho propósito se ha desarrollado un código numérico en el software MATLAB donde se modeliza el funcionamiento de la central térmica. También se ha empleado la base de datos CoolProp como complemento a las operaciones empleadas en el código para obtener las propiedades de los fluidos en los diferentes estados del ciclo termodinámico.

El objetivo principal del código no es simplemente modelizar la operación de un ciclo combinado de tres niveles de presión con recalentamiento, sino que es su optimización. Para ello se han estudiado los diferentes parámetros de los que depende el rendimiento, comprendiendo su influencia y cómo deben variar para incrementar el rendimiento y la potencia desarrollados por la central. De esta manera, partiendo de un marco de operación inicial se ha conseguido desarrollar tal escenario hasta maximizar el rendimiento del ciclo combinado.

Previamente al estudio termodinámico y desarrollo del código numérico, se ha analizado en profundidad la tecnología de las centrales de ciclo combinado, comprendiendo su funcionamiento, y demás características que presentan este tipo de centrales térmicas que las hace tan imprescindibles en el panorama energético actual.

Abstract

In this thesis, a thermodynamic analysis and optimization of a triple-pressure reheat combined cycle power plant is shown. To carry out this purpose, a MATLAB code has been developed to model the operation of the thermal power plant. Also, the CoolProp database has been used as a complement to the code to obtain the properties of the fluids in the different stages of the thermodynamic cycle.

The main aim of the code is not to model the operation of a triple-pressure reheat combined cycle, but it is its optimization. To this effect, different parameters whereof such efficiency depends have been analysed, comprehending their influence and the method to enhance the efficiency and power developed by the plant. In this way, starting from an initial setting, it has been achieved to develop such stage until maximizing the efficiency of the combined cycle.

Prior to this thermodynamic study and code's development, the technology of the combined cycle has been analysed profoundly. It has understood its operation and others features that present this thermal power plants which makes them so indispensable in the current energy scene.

Índice

1. Motivación y objetivos	1
1.1. Objetivos	2
2. Estado del arte	3
2.1. Introducción	3
2.2. Historia de la producción de electricidad en España	4
2.3. Descripción de un ciclo combinado	5
2.3.1. Ciclo Brayton	5
2.3.2. Ciclo Rankine	12
2.3.3. Ciclo Combinado	22
2.4. Evolución del ciclo combinado	25
2.5. Ventajas e inconvenientes del ciclo combinado	31
2.6. El impacto medioambiental de las centrales de ciclo combinado	33
3. Características de operación de un ciclo combinado	38
3.1. Diferentes configuraciones de ciclo combinado	38
3.2. Caldera de recuperación de calor (HRSG)	45
3.3. Funcionamiento de un calderín	50
3.4. Refrigeración de la turbina de gas	53
4. Descripción detallada del ciclo combinado de estudio	57
4.1. Ecuaciones y balances de energía	59
4.1.1. Ciclo de gas	59
4.1.2. Ciclo de vapor	61
4.1.3. HRSG	66
4.1.4. Rendimiento del ciclo combinado	67
4.2. Datos e hipótesis	67
4.3. Restricciones y límites para la optimización del ciclo combinado	69
5. Desarrollo del código y resultados obtenidos	71
5.1. Medios empleados para el desarrollo del código	71
5.2. Proceso de programación y avance del código	72
5.3. Variables de optimización del rendimiento del ciclo combinado	73
5.4. Marco de operación inicial	73
5.5. Resultados obtenidos	74
6. Discusión de los resultados	78
6.1. Influencia de la temperatura de entrada a la turbina (TIT) sobre el rendimiento	78
6.2. Influencia de las condiciones ambientales. Posibles ubicaciones alternativas.	81
6.3. Influencia de la temperatura de entrada a la turbina de vapor de alta e intermedia presión sobre el rendimiento del ciclo	84
7. Conclusión	87

8. Bibliografía.....	89
A. Nomenclatura.....	92
B. Código de MATLAB	94
C. Resultados obtenidos.....	105
C1. Resultados obtenidos con la variación de TIT	105
C2. Resultados obtenidos con diferentes condiciones ambientales	109
C3. Resultados obtenidos para la variación de T16s y T21s.....	111

Índice de figuras

Figura 1. Evolución de la demanda de electricidad en España en los últimos años.....	3
Figura 2. Emisiones de CO ₂ en España (en kilotoneladas) desde 1960 hasta 2014	4
Figura 3. Esquema de la instalación de un ciclo Brayton abierto (izquierda) y cerrado (derecha)	6
Figura 4. Diagrama T-s del ciclo Brayton tanto ideal como real.	7
Figura 5. Esquema de la instalación y diagrama T-s de un ciclo Brayton con interenfriamiento.	10
Figura 6. Esquema de la instalación y diagrama T-s de un ciclo Brayton con recalentamiento.....	10
Figura 7. Esquema de la instalación y diagrama T-s de un ciclo Brayton regenerativo.	11
Figura 8. Diagrama T-s del agua	12
Figura 9. Esquema de la instalación de un ciclo Rankine	14
Figura 10. Esquema reducido de la instalación y diagrama T-s del ciclo Rankine ideal	14
Figura 11. Mejora del rendimiento del ciclo Rankine con el aumento de la presión en la entrada de la turbina	17
Figura 12. Mejora del rendimiento de un ciclo Rankine con el aumento de la temperatura de entrada en la turbina.....	17
Figura 13. Mejora del rendimiento del ciclo Rankine disminuyendo la presión en el condensador.....	18
Figura 14. Esquema de la instalación y diagrama T-s del ciclo Rankine con recalentamiento.....	19
Figura 15. Esquema de la instalación y diagrama T-s del ciclo Rankine con regeneración mediante un feedwater heater abierto (deaerator)	20
Figura 16. Descripción de feedwater heater cerrado con drenaje hacia delante (izquierda) y con drenaje hacia atrás (derecha).....	21
Figura 17. Esquema de la instalación del ciclo Rankine con regeneración mediante feedwater heater cerrado con drenaje hacia atrás (condensador) y su correspondiente diagrama T-s	22
Figura 18. Máquina térmica que funciona bajo dos focos térmicos y expresiones del rendimiento de Carnot [14].....	22
Figura 19. Representación esquemática del ciclo combinado y expresión del rendimiento en función del rendimiento de los ciclos Rankine y Brayton.....	23
Figura 20. Esquema de la instalación de una central de Ciclo Combinado.....	24
Figura 21. Curva de la previsión de la demanda y la demanda real de energía eléctrica del 13/12/2017.....	27
Figura 22. Producción de electricidad mediante carbón, energía nuclear, energía eólica y energía hidráulica para el día 13/12/2017	28
Figura 23. Curva de la previsión de la demanda y la demanda real de energía eléctrica del 02/01/2018.....	29
Figura 24. Producción de electricidad mediante carbón, energía nuclear, energía eólica y energía hidráulica para el día 02/01/2017	30
Figura 25. Esquema de un ciclo combinado con un nivel de presión	39

Figura 26. Esquema de un ciclo combinado con dos niveles de presión.....	41
Figura 27. Esquema de un ciclo combinado con tres niveles de presión	43
Figura 28. Esquema de un ciclo combinado con tres niveles de presión y recalentamiento.	44
Figura 29. Esquema de una caldera de recuperación de calor	46
Figura 30. Diagrama de intercambio de energía entre los gases de escape y el agua-vapor en una caldera de recuperación de calor.	47
Figura 31. Caldera de recuperación sin postcombustión de geometría horizontal.	49
Figura 32. Caldera de recuperación sin postcombustión de geometría vertical.	50
Figura 33. Disposición de un calderín en una caldera HRSG	51
Figura 34. Sección del interior de un calderín.....	52
Figura 35. Refrigeración de los álabes de una turbina de gas mediante aire.....	54
Figura 36. Esquema de un ciclo combinado con tres niveles de presión y con refrigeración de la turbina de gas mediante aire y vapor (M501H MHI)	55
Figura 37. Esquema de la central de ciclo combinado a estudiar. Central de ciclo combinado de tres niveles de presión con recalentamiento (107H Regular Cycle)	58
Figura 38. Variación del rendimiento en función de los sangrados de vapor.	77
Figura 39. Gráfico que representa la influencia de la TIT en el Rendimiento del ciclo combinado	79
Figura 40. Representación de la influencia de las temperaturas a la entrada de la turbina de vapor de alta e intermedia presión sobre el rendimiento del ciclo combinado.....	84
Figura 41. Representación de la influencia de las temperaturas de entrada en las turbinas de vapor de alta e intermedia presión sobre la potencia neta del ciclo.....	85

Índice de tablas

Tabla 1. Resumen de los valores obtenidos para las diferentes configuraciones de ciclo combinado	45
Tabla 2. Datos e hipótesis considerados para la optimización del ciclo.....	68
Tabla 3. Restricciones y límites para la optimización del ciclo.	70
Tabla 4. Marco de operación inicial	74
Tabla 5. Temperatura a la salida del compresor en el marco inicial.	75
Tabla 6. Resultados obtenidos para el marco inicial.	76
Tabla 7. Potencia máxima en el marco inicial.....	76
Tabla 8. Rendimiento máximo alcanzado cuando TIT=1773K.	79
Tabla 9. Potencia máxima alcanzable cuando TIT=1773K.....	80
Tabla 10. Condiciones ambientales de las diferentes ubicaciones analizadas.	81
Tabla 11. Resultados obtenidos en diferentes ubicaciones.....	82
Tabla 12. Comparación de los resultados bajo condiciones de rendimiento óptimo en Moscú y en la ubicación normal de análisis	83

1. Motivación y objetivos

El creciente compromiso con el medio ambiente ha incentivado el desarrollo de la generación de energía mediante fuentes renovables e ir eliminando progresivamente aquellas fuentes de generación que suponen grandes emisiones de gases de efecto invernadero.

El objetivo de reducir la contaminación ha supuesto que las energías renovables se hayan colocado como la principal fuente de alimentación en muchos países. Realmente, estas energías limpias deben ser las encargadas de suministrar y proveer la energía demandada por la sociedad, que va en aumento, y de esta forma contrarrestar el nivel de contaminación al que se ha llegado en los últimos años.

Gracias a los continuos avances en la tecnología, las energías renovables cada vez son más óptimas y aprovechan mejor los recursos. Cabe destacar, que todavía no se ha conseguido un almacenamiento de energía en grandes cantidades de forma óptima, y debido a la variabilidad que tienen estas energías limpias, es necesario disponer de otra fuente de energía que sea capaz de abastecer la demanda cuando las renovables no sean capaces, y que tenga una rápida capacidad de respuesta y una constante disponibilidad operativa.

La técnica de producción de energía eléctrica más adecuada para mitigar esas variaciones es el ciclo combinado, ya que presenta un gran rendimiento y una rápida respuesta. Además, las emisiones de CO₂ disminuyen en torno al 50% respecto a las centrales térmicas convencionales, y en cuanto a las emisiones de NO_x, representan una décima parte de las provocadas por las centrales convenciones. Teniendo en cuenta también que la respuesta a variaciones de la carga es más rápida debido a la inexistencia de combustión en la caldera, hacen a esta fuente de energía la más adecuada para amortiguar las variaciones de los recursos renovables.

Es muy probable que las centrales de ciclo combinado sigan dentro del panorama eléctrico durante muchos años ya que se han realizado muchos avances en la tecnología posibilitando mayores temperaturas y niveles de presión, y debido a que no tiene un claro competidor.

Asimismo, es la tecnología que, junto a las energías renovables, se ha encargado de ir sustituyendo a las centrales térmicas convencionales con el consecuente aumento de la eficiencia energética de la red y la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero.

Por esta razón es interesante realizar un estudio sobre esta tecnología de producción de energía y analizar la optimización de centrales de ciclo combinado. Se estudiarán diferentes configuraciones del ciclo combinado, pero la estructura que se optimizará mediante un código será la de 3 niveles de presión con recalentamiento tal y como se realiza en [1].

1.1. Objetivos

El alcance de este proyecto englobará los siguientes objetivos:

- Análisis termodinámico del ciclo combinado, además de los distintos componentes que integran la central.
- Desarrollo de un código que simule el funcionamiento de una central de potencia de ciclo combinado de tres niveles de presión con recalentamiento, y su posterior optimización.
- Búsqueda de los parámetros que más influencia tienen en el rendimiento del ciclo, de forma que se desarrolle una optimización que sea válida para diferentes condiciones de la central.
- Estudio y comprensión de los resultados obtenidos

2. Estado del arte

2.1. Introducción

Actualmente, el principal objetivo de la red eléctrica española es abastecer la demanda energética, reduciendo al máximo las emisiones de CO₂ y de otros gases nocivos que se han intensificado durante las últimas décadas.

En los últimos años, y debido a la crisis económica que sufre la sociedad española, la demanda energética anual ha disminuido (Figura 1) [2], aunque sufre desde el año 2015 un ligero aumento provocado por la aparente recuperación económica.

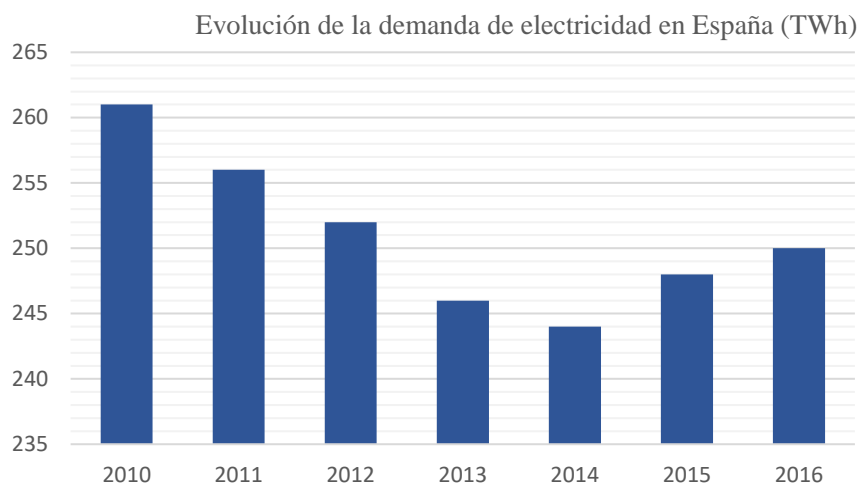


Figura 1. Evolución de la demanda de electricidad en España en los últimos años

La necesidad de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, ha incentivado a desarrollar nuevas tecnologías, u optimizar las disponibles con el objeto de reducir en la medida de lo posible estas emisiones, sin una reducción excesiva del rendimiento. Por lo tanto, en los últimos años han cobrado más importancia las energías renovables, y muy lentamente la van perdiendo métodos de producción de energía como la combustión de carbón, destacando una disminución de más de 15 TWh en 2016 respecto al periodo anterior [3].

Este hecho ha provocado que las emisiones del año 2007 sean un punto de inflexión, de forma que cambia la tendencia y las emisiones se están reduciendo (Figura 2) [4].

El papel que juegan las energías renovables en el panorama energético cada vez es más importante, pero éstas no son comparables con la cantidad de energía generada por las fuentes convencionales, y por tanto no son capaces de sostener la demanda energética exigida por sí misma.

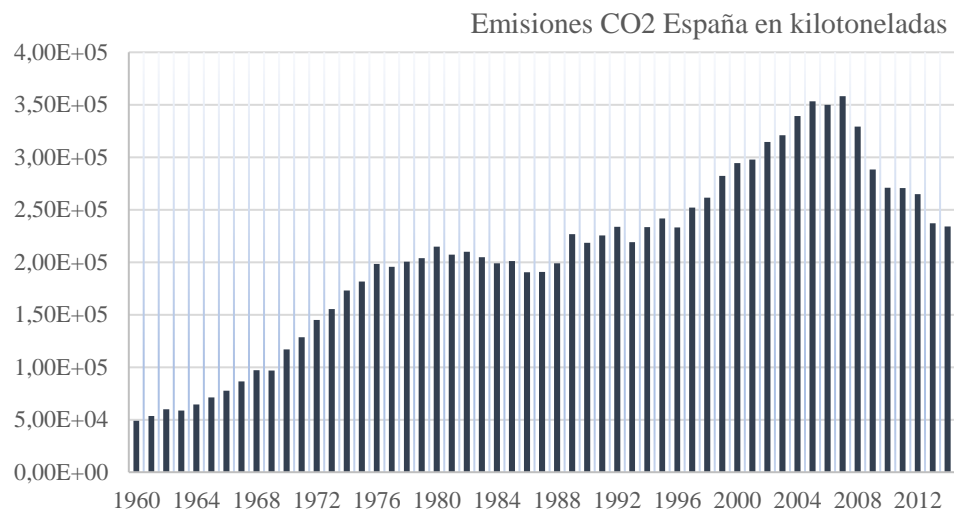


Figura 2. Emisiones de CO₂ en España (en kilotoneladas) desde 1960 hasta 2014

Por el momento, las energías renovables deben ir acompañadas de otras formas de producción de energía, que deben ser eficientes y presentar unas emisiones de gases de efecto invernadero mínimas. Aquí es donde entra en juego la producción de energía mediante ciclo combinado, ya que presenta unas emisiones menores y una eficiencia muy superior a las fuentes de producción convencionales.

2.2. Historia de la producción de electricidad en España

La aparición de la producción de electricidad, desde el punto de vista industrial, surge en el año 1875 en Barcelona, donde con la construcción de la primera central eléctrica se consiguió la iluminación de establecimientos y talleres.

El uso de la electricidad para la iluminación pública comenzó en 1881, en el momento que comenzó a funcionar la primera central eléctrica de Madrid. Durante estos años no se podía transportar la energía largas distancias ya que la electricidad se generaba en forma de corriente continua. Por lo tanto, las centrales debían estar cercanas a la población.

A comienzos del siglo XX, España disponía de 861 centrales con una potencia total de 128 caballos de vapor, de las cuales aproximadamente 650 funcionaban para el abastecimiento del servicio público [5]. Además, se publicó una estadística que mostraba que el 61% de la potencia instalada era de origen térmico, mientras que el 39% restante se producía a través de la energía hidráulica.

Con la aparición de la corriente alterna, se consiguió transportar la electricidad a gran distancia. En 1909 España ubicaba la línea de mayor tensión y longitud de Europa con una distancia superior a 250 km. De esta forma, al término de los años 20, la potencia instalada se había multiplicado hasta por 12 y la energía hidroeléctrica había cobrado mayor importancia [6].

Durante la guerra civil y la etapa inicial de la posguerra, sumado a la sequía de 1944, ocasionó una obstrucción en la producción e impidió suministrar la creciente demanda.

En los años 50 se implantaron unas tarifas que incentivaron la construcción de nuevas centrales, lo que conllevó una rápida disminución del déficit que se había producido en la capacidad de obtención.

En 1970, la producción se había triplicado y la distribución de la obtención de la energía había cambiado. La producción mediante la energía hidráulica había disminuido desde un 84% en 1960 hasta un 50% en 1970. Gran parte de esta pérdida de magnitud de la producción hidroeléctrica se debió a los bajos precios del petróleo, además de la aparición de la primera central nuclear.

En los siguientes años se empezó a producir una subida en los precios del petróleo. Y a finales de los años 70, tras la segunda crisis del petróleo, se tomaron medidas para moderar la dependencia que tenía el sistema eléctrico del petróleo. Por esta razón en la primera mitad de la década de los 80 comenzaron a funcionar centrales que usaban como combustible carbón. Paralelamente, se construyeron 5 centrales nucleares y surgió el interés por la cogeneración y las energías renovables.

A finales de la década, el sector eléctrico español disponía de una gran variedad de formas de producción de electricidad, como consecuencia de las políticas realizadas para desarrollar métodos de producción alternativos al petróleo.

El inicio del siglo XXI destaca por la aparición de las centrales de ciclo combinado, y su incorporación dentro del sistema eléctrico. Esta tecnología destaca por el rendimiento muy superior que ofrece con relación a las centrales térmicas convencionales, además de producir unas emisiones de gases de efecto invernadero inferiores.

2.3. Descripción de un ciclo combinado

El ciclo combinado surge de la unión de dos ciclos termodinámicos: el ciclo Brayton (turbina de gas) y el ciclo Rankine (turbina de vapor). Fundamentalmente, el ciclo Brayton consiste en comprimir aire e introducirlo en una cámara de combustión, donde se quemará generalmente gas natural, y después se expande la mezcla en la turbina de gas. Posteriormente, se reutilizan los gases de escape de la turbina de gas, que se encuentran a temperaturas superiores a los 600°C, que pasan por una caldera de recuperación de gases donde se evapora agua y éste pasa por las turbinas de vapor produciendo nuevamente energía mecánica, que gracias a un alternador se convertirá en energía eléctrica.

A continuación, de acuerdo con las referencias bibliográficas [8], [9] y [28], se explicará el funcionamiento y análisis termodinámico de los ciclos Brayton y Rankine, además de sus posibles mejoras, y posteriormente se introducirá el concepto de ciclo combinado.

2.3.1. Ciclo Brayton

El modelo termodinámico de las turbinas de gas o ciclo Brayton es uno de los ciclos termodinámicos con mayor cantidad de aplicaciones ya que son los motores térmicos con mayor potencia específica, es decir, presentan la mayor relación entre potencia y peso del

conjunto. Se puede emplear tanto para la producción de electricidad como para la generación de empuje en motores terrestres, marinos y sobre todo en aviones.

Por otro lado, el ciclo Brayton como tal no es muy utilizado para la producción de electricidad a gran escala ya que presenta un rendimiento de entre 35 y 40 % en el mejor de los casos y una potencia no demasiado elevada. Por lo tanto, aunque presenta una rápida puesta en marcha y un breve periodo para las variaciones de carga, no se emplea para la producción de electricidad a gran escala.

- Operación del ciclo Brayton

El ciclo Brayton suele funcionar en ciclo abierto, es decir, los gases de escape de la turbina de gas se expulsan al ambiente y el compresor se alimenta de aire frío del exterior. Aunque también se puede sustituir la cámara de combustión por un intercambiador de calor e instalar otro intercambiador a la salida de la turbina, de forma que solo aparece aire, u otros gases como helio y argón, en el ciclo y es constantemente reutilizado (Figura 3)

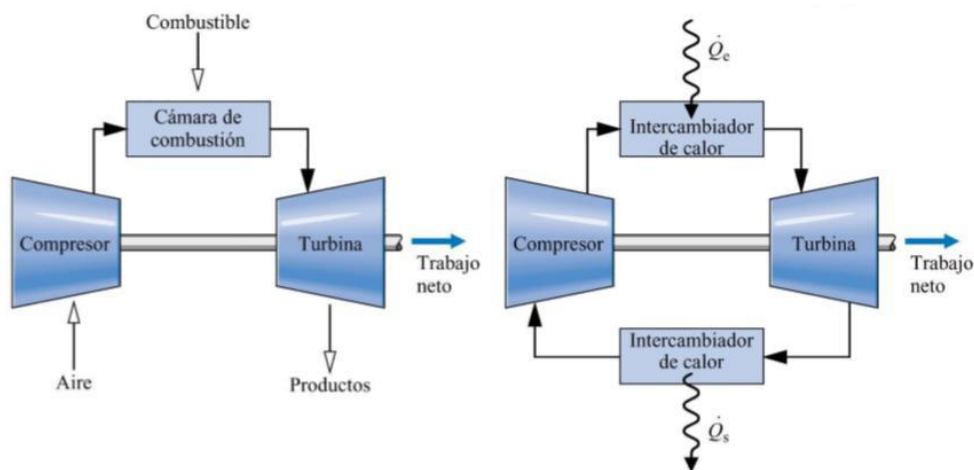


Figura 3. Esquema de la instalación de un ciclo Brayton abierto (izquierda) y cerrado (derecha)

El ciclo Brayton consiste en los siguientes 4 procesos. En el diagrama se muestra tanto el ciclo ideal (1-2s-3-4s) como el ciclo real de operación (1-2-3-4).

1-2s: Compresión isoentrópica

En el caso del ciclo real 1-2 representa la compresión del aire en compresor real con rendimiento isoentrópico inferior al 100%

2s-3: Combustión, en el caso de ciclo abierto, o absorción de calor, en el caso de ciclo cerrado, a presión constante.

3-4s: Expansión isoentrópica en la turbina de gas

En el caso real 3-4 representa la expansión del gas en una turbina con un rendimiento isoentrópico en torno al 90%, obteniendo así una entalpía superior a la salida y una potencia útil inferior que en el ciclo ideal

4s-1: Pérdida de calor a presión constante en el caso de ciclo cerrado, y en el caso de ciclo abierto, esta línea no existe

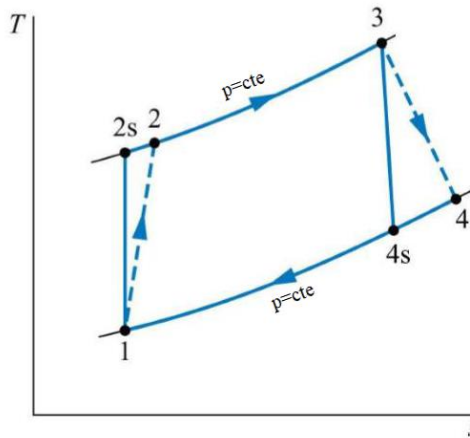


Figura 4. Diagrama T-s del ciclo Brayton tanto ideal como real.

- Análisis termodinámico

Para llegar a la expresión del rendimiento del ciclo termodinámico se deben aplicar tanto balances de masa como los principios de la termodinámica. De esta forma, se llegará a las expresiones que muestran las potencias, ya sean térmicas o mecánicas, de cada componente y posteriormente expresión correspondiente al rendimiento.

El balance de masa general para cualquier volumen de control (VC) es el siguiente:

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum_{i=0}^{ent} \dot{m}_i - \sum_{j=0}^{sal} \dot{m}_j \quad (1)$$

Por otro lado, el primer principio de la termodinámica para un volumen de control dado es el siguiente:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum_{i=0}^{ent} \dot{m}_i \cdot \left(h_i + \frac{1}{2} c_i^2 + g \cdot z_i \right) - \sum_{j=0}^{sal} \dot{m}_j \cdot \left(h_j + \frac{1}{2} c_j^2 + g \cdot z_j \right) \quad (2)$$

El segundo principio de la termodinámica no será necesario para hallar las expresiones correspondientes a los componentes del ciclo y a su rendimiento.

En dichas expresiones h representa la entalpía específica, c la velocidad del fluido y z la altura que lleva dicho fluido en las diferentes entradas y salidas consideradas.

En las expresiones anteriores se deben considerar las siguientes hipótesis. El ciclo opera en régimen estacionario, por lo tanto, las derivadas con respecto del tiempo son nulas;

además, la energía cinética y potencial del fluido tanto a la entrada como a la salida son despreciables en relación con la entalpía. Luego las expresiones anteriores quedarán simplificadas de la siguiente forma:

$$\sum_{i=0}^{ent} \dot{m}_i = \sum_{j=0}^{sal} \dot{m}_j$$

$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} \sum_{i=0}^n \dot{m} \cdot (h_{ent} - h_{sal}) \quad (3)$$

Una vez conocemos las ecuaciones generales, se pasará a particularizar para cada componente del ciclo.

Cabe destacar que el balance de masa en el ciclo no es necesario realizarlo ya que la entrada y la salida tienen el mismo caudal másico. De igual forma, en todos los componentes del ciclo, el gasto másico es el mismo.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}$$

En cuanto al compresor, es necesario considerar que opera de forma adiabática, es decir, que el calor aportado al fluido o cedido por el mismo es nulo en dicho componente. Por lo tanto, la potencia necesaria para aumentar la presión en el fluido será:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) > 0 \quad (4)$$

Esta potencia como es introducida al ciclo será negativa, ya que, a diferencia de la potencia de la turbina, ésta no es útil. Por lo tanto, en la expresión del rendimiento y de la potencia neta del ciclo, la potencia del compresor irá precedida de un signo negativo.

La cámara de combustión no produce ni consume potencia mecánica, por consiguiente $\dot{W}_{cc} = 0$ y la potencia térmica en la cámara de combustión será:

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \quad (5)$$

Al igual que en el compresor, la turbina opera bajo régimen adiabático y la potencia útil producida en ella será:

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) \quad (6)$$

Además, como el fluido de trabajo del ciclo es aire, el cual se considera un gas ideal caloríficamente perfecto, la entalpía específica se puede definir de la siguiente forma:

$$h = C_p \cdot T \quad (7)$$

Por lo tanto, las ecuaciones anteriores de los componentes también se pueden expresar en función de las temperaturas. También, considerando que los calores específicos a presión

y volumen constantes son estables, la expresión del rendimiento del ciclo Brayton será la siguiente:

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{Neta}}{\dot{Q}_{inlet}} = \frac{\dot{W}_{Turb} - \dot{W}_{Comp}}{\dot{Q}_{CC}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (8)$$

También se puede llegar a una expresión del rendimiento del ciclo ideal en función de la relación de compresión del ciclo (π) y el coeficiente de dilatación adiabática del fluido de trabajo, teniendo en cuenta la relación existente en los procesos isoentrópicos con gases ideales caloríficamente perfectos.

$$\frac{T_2}{T_1} = (\pi)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (9)$$

Siendo $\pi = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4}$ y $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$

Entonces el rendimiento del ciclo queda

$$\eta_{GT_{ideal}} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (10)$$

Como sucede en cualquier ciclo termodinámico, existe una temperatura máxima. En este caso, la temperatura máxima alcanzable en el sistema está determinada por la temperatura de fusión de los álabes de la turbina que, en función de los materiales empleados y avances en ingeniería de materiales realizados. Por lo tanto, los gases de entrada a la turbina están a una temperatura de 1200-1400 °C y una presión de 10-30 bar [7].

Una vez analizado el ciclo Brayton, se pueden estudiar diferentes modificaciones del ciclo para mejorar sus variables de operación y tanto el rendimiento como la potencia útil del ciclo. Estas variaciones surgen para contrarrestar las irreversibilidades que existen en el ciclo real ya que la compresión y expansión del fluido no se realiza de forma isoentrópica, y en la combustión existe una ligera caída de presión, además de un porcentaje de combustible sin quemar.

- Mejoras del Ciclo Brayton

En primer lugar, se explicará el *ciclo Brayton con interenfriamiento*, es decir, la compresión del aire se realiza en dos o más etapas y entre dichas compresiones se realiza un enfriamiento del fluido para que la potencia necesaria para elevar la presión sea menor como se verá en el diagrama T-s

El interenfriamiento del aire es atractivo desde el punto de vista energético ya que disminuye el trabajo necesario en el compresor para llegar a la misma presión. Esto es

debido a que, al reducir la temperatura del fluido, se reduce también el volumen específico y por tanto la cantidad de energía que debe recibir el fluido es menor.

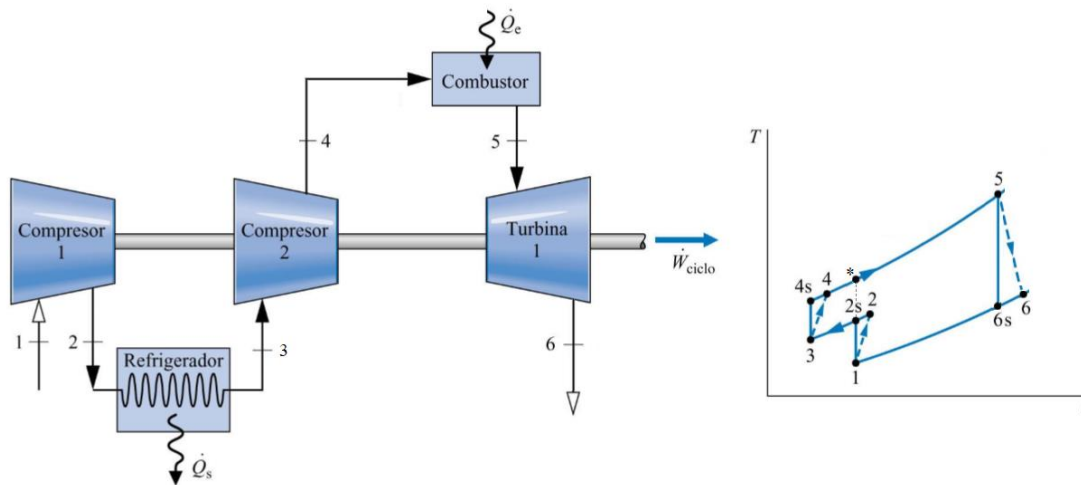


Figura 5. Esquema de la instalación y diagrama T-s de un ciclo Brayton con interenfriamiento.

La expresión del rendimiento se obtiene de igual forma que en el ciclo simple:

$$\eta_{GT_{intercooler}} = \frac{\dot{W}_{Turb} - \dot{W}_{C1} - \dot{W}_{C2}}{\dot{Q}_{CC}} = \frac{(T_5 - T_6) - (T_4 - T_3) - (T_2 - T_1)}{(T_5 - T_4)} \quad (11)$$

El interenfriamiento conlleva un aumento respecto al ciclo simple en cuanto al trabajo específico neto. Por otro lado, el rendimiento del ciclo disminuirá. Este ciclo se puede asociar a la suma de dos ciclos, uno mayor (1*56) y otro menor (34*2). Por lo tanto, el rendimiento del conjunto estará comprendido entre el rendimiento correspondiente a estos dos ciclos menores; luego el rendimiento del ciclo Brayton con interenfriamiento será ligeramente menor al ciclo simple operando bajo las mismas condiciones.

Posteriormente, aparece el *ciclo Brayton con recalentamiento*, donde la expansión en la turbina se realiza en dos o más etapas. Además, se lleva a cabo un recalentamiento entre dichas etapas de expansión de forma que, la potencia útil obtenida en el ciclo sea mayor.

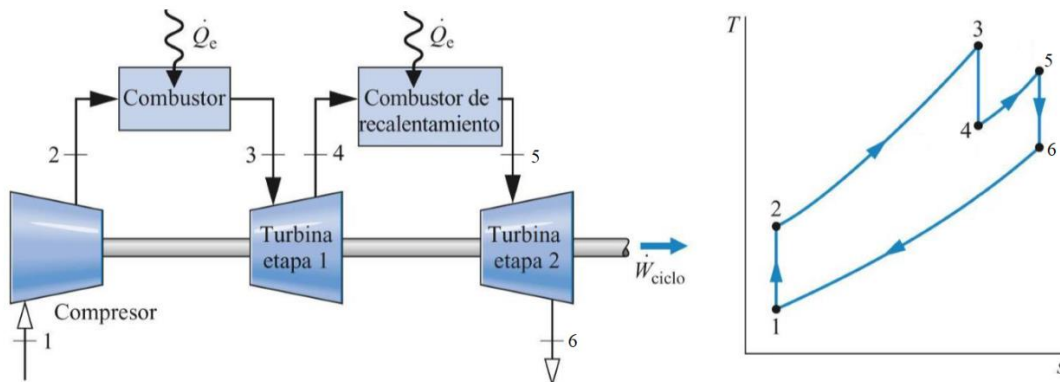


Figura 6. Esquema de la instalación y diagrama T-s de un ciclo Brayton con recalentamiento

De forma similar a la realizada con anterioridad, la fórmula del rendimiento del ciclo será:

$$\eta_{GT_{recal}} = \frac{\dot{W}_{T1} + \dot{W}_{T2} - \dot{W}_{Comp}}{\dot{Q}_{CC} + \dot{Q}_{Recal}} = \frac{(T_3 - T_4) + (T_5 - T_6) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_2) + (T_5 - T_4)} \quad (12)$$

El recalentamiento entre etapas de expansión en la turbina conlleva un aumento de la potencia neta específica con respecto al ciclo simple. Sin embargo, al igual que el interenfriamiento, supone una ligera disminución del rendimiento del ciclo.

Por último, se encuentra el *ciclo Brayton con regeneración*, que consiste en aprovechar la temperatura del gas a la salida de la turbina para precalentar el aire que sale del compresor y que no sea necesaria tanta energía en la cámara de combustión para llegar a la temperatura deseada. De esta forma, la salida de la turbina pierde temperatura, y en el caso de que se expulse al exterior, causará menor impacto ambiental ya que estará a una temperatura mucho menor.

Este intercambio de energía entre el aire que sale del compresor y el gas a la salida de la turbina se realiza en un intercambiador de calor conocido como regenerador.

Para que la regeneración sea eficiente e interesante, la relación de presiones no debe ser muy elevada, ya que, en caso contrario, la temperatura a la salida de la turbina no será suficiente para que la regeneración sea interesante desde el punto de vista energético. Esto se debe a que una relación de compresión elevada supone una gran expansión en la turbina y por tanto una desmedida caída de presión y temperatura.

El esquema de la instalación y el diagrama T-s del ciclo son los siguientes.

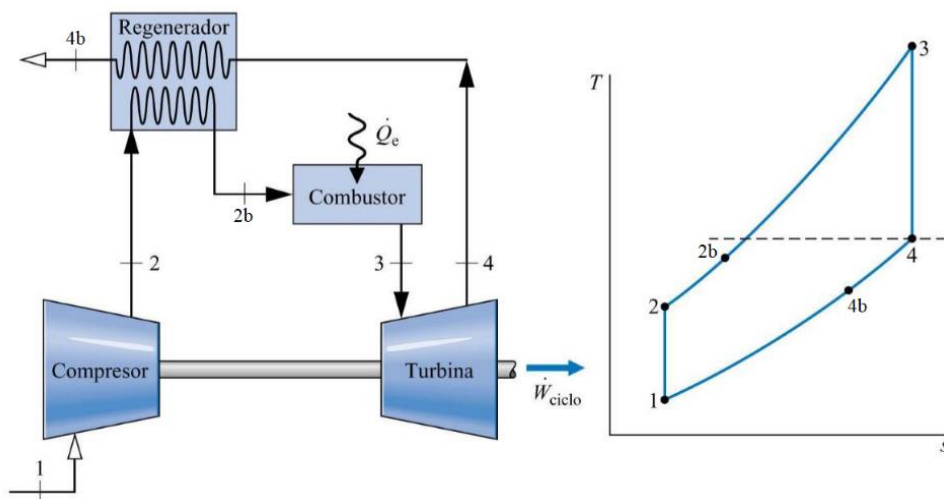


Figura 7. Esquema de la instalación y diagrama T-s de un ciclo Brayton regenerativo.

Debido a que el intercambiador de calor no es ideal la temperatura “2b” será menor que la temperatura “4” y la temperatura “4b” será superior a la temperatura “2”.

La expresión del rendimiento será la siguiente:

$$\eta_{GT_{regen}} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_{2b})} \quad (13)$$

En cuanto al trabajo neto específico, se obtiene una potencia similar al ciclo Brayton simple operando bajo las mismas condiciones. Por otro lado, el rendimiento alcanzado será mayor al obtenido en el ciclo simple ya que la potencia aportada al sistema en la cámara de combustión es menor.

Por último, destacar que estas mejoras del ciclo combinado se pueden combinar obteniendo mayor potencia específica y mayor rendimiento respecto al ciclo Brayton simple.

2.3.2. Ciclo Rankine

El ciclo Rankine, también conocido como ciclo de vapor o simplemente turbina de vapor, es un ciclo de potencia que emplea el agua y su estado gaseoso como fluido de trabajo. El ciclo consiste en aumentar la presión del agua en una bomba y posteriormente evaporarlo en una caldera. Una vez se encuentra en estado gaseoso se hace pasar por una turbina para el aprovechamiento de la energía del vapor y producir energía mecánica que, gracias a un alternador, se convertirá en energía eléctrica. Por último, a la salida de la turbina, el fluido pasa por un condensador, de donde saldrá con condiciones de líquido saturado para entrar posteriormente en la bomba iniciando de nuevo el ciclo termodinámico.

En el caso del ciclo Rankine, se emplea agua y vapor como fluidos de trabajo, por lo tanto, aparecen cambios de fase. Entonces, en el diagrama p-v o T-s aparecerá una campana de cambio de fase que indica los puntos de saturación del fluido como se observa en la siguiente figura, mientras que, en el interior de la campana se encuentra mezcla de líquido y gas.

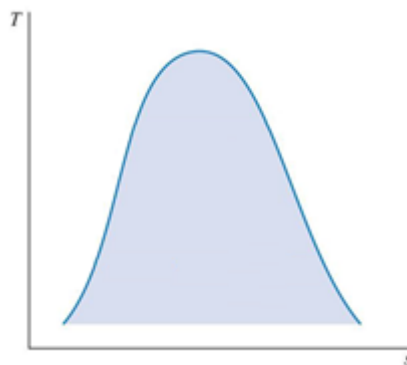


Figura 8. Diagrama T-s del agua

La parte derecha de la campana de saturación corresponde a vapor saturado, y fuera de la campana se encuentra vapor sobrecalentado que se hallará en la entrada de las turbinas para evitar la aparición de pequeñas gotas que pueden dañar los álabes.

Por otro lado, la parte izquierda representa el líquido saturado. Estas líneas cercanas a la campana en la zona de líquido saturado se encuentran muy cercanas ya que apenas hay modificaciones significativas del volumen específico y aumento de temperatura al aumentar la presión del fluido, como se puede apreciar en las bombas del ciclo Rankine.

Por último, en el interior de la campana de saturación se tiene mezcla de líquido y vapor, es decir, el fluido está cambiando de fase y por dicha razón, las líneas isothermas e isobaras son horizontales, porque durante el cambio de fase, éstas no cambian.

- Operación del ciclo Rankine

El ciclo Rankine utiliza generalmente agua como fluido de trabajo, aunque también puede utilizar fluidos orgánicos de alta masa molecular, que presentan un punto de ebullición a temperaturas más bajas. Estos ciclos orgánicos de Rankine operan a presiones y temperaturas menores, por lo tanto, la complejidad de la instalación es menor y, en consecuencia, el coste de la instalación también. También presentan algunos inconvenientes, como que el caudal másico necesario es mucho mayor, debido a que el calor latente de estos fluidos es muy inferior respecto al del agua. Además, existe un límite de temperatura para el que el agua es más eficiente; sin olvidar que el agua no es ni inflamable ni tóxica, asimismo es de fácil acceso y de coste reducido [10].

Por estas razones, el fluido más empleado para operar bajo un ciclo Rankine es el agua. Exceptuando aplicaciones muy concretas y a bajas temperaturas.

En primer lugar, se realiza el aumento de presión del fluido de trabajo en la bomba donde entra en condiciones de líquido saturado y sale a una presión mayor sin aumentar en exceso su temperatura. Posteriormente, mediante la aportación energética de un combustible en la caldera que, a diferencia del ciclo Brayton, puede ser casi cualquier cosa, se evapora el fluido de trabajo. Éste pasa por la turbina para que incida sobre los álabes y genere energía cinética en eje de la turbina que es solidario con el eje del generador eléctrico. Por último, el vapor de agua o mezcla de agua y vapor, presente a la salida de la turbina entra en un condensador donde saldrá bajo condiciones de líquido saturado para entrar de nuevo en la bomba e iniciar el ciclo.

Como se puede observar en la figura 9, el condensador es un intercambiador de calor donde entra vapor caliente procedente de la turbina e intercambia calor con otra corriente de agua a menor temperatura que posteriormente se refrigera en una torre. La corriente procedente de la turbina sale del condensador como líquido saturado de forma que no aparezca ninguna partícula de vapor que pueda dañar la bomba.

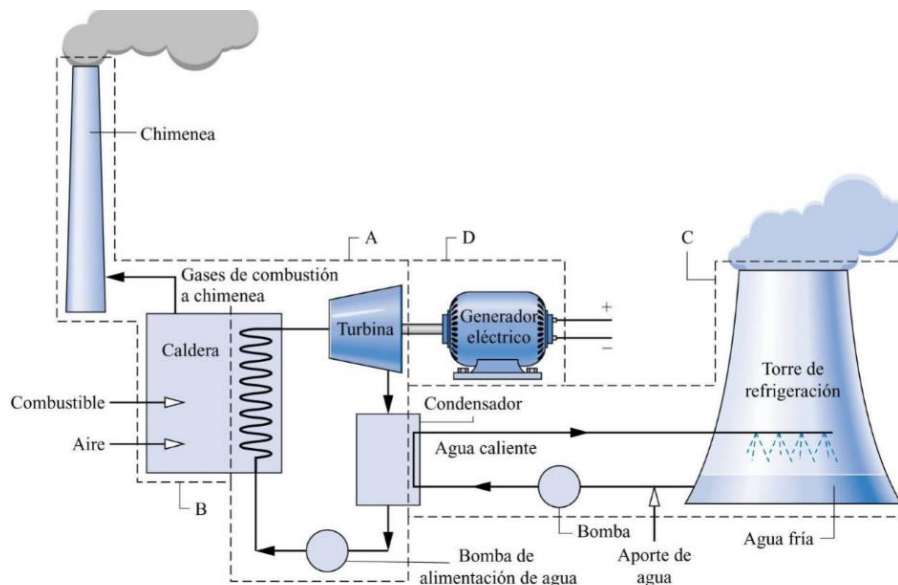


Figura 9. Esquema de la instalación de un ciclo Rankine

La instalación general del ciclo es la formada por los cuatro componentes principales, y se muestra en la siguiente figura, donde además se encuentra el diagrama T-s correspondiente al ciclo.

En el diagrama, se puede observar que la salida del condensador es un punto perteneciente a la línea de líquido saturado, como se ha comentado anteriormente. Por otro lado, aparece un sobrecalentamiento en el vapor (3') para evitar la aparición de gotas de agua en la turbina y, por tanto, evitando así posibles daños en los álabes de ésta. Además, el fabricante de la turbina recomienda un título de vapor (que representa el porcentaje de vapor existente en una mezcla agua-vapor, siendo 0 para líquido saturado y 1 para vapor saturado) mínimo que ha de tener la salida de la turbina para que no exista ningún problema durante el funcionamiento.

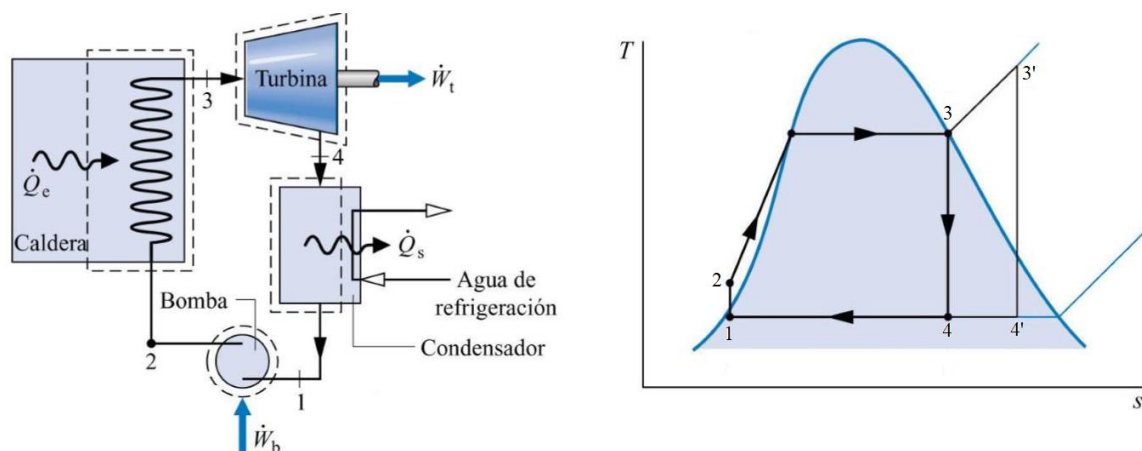


Figura 10. Esquema reducido de la instalación y diagrama T-s del ciclo Rankine ideal

Los procesos que componen el ciclo Rankine, representados en el diagrama son:

1-2: Compresión isoentrópica en la bomba. En el ciclo real este proceso no es isoentrópico. La bomba presenta un rendimiento isoentrópico cercano al 85%. El aumento de temperatura en la bomba es mínimo ya que como se puede observar en el diagrama T-s, en la región de líquido subenfriado (región a la izquierda de la curva de líquido saturado) las isóbaras están muy cercanas y el aumento de temperatura del agua es ínfimo.

2-3': Calentamiento del agua y evaporación del mismo a presión constante en el interior de la caldera.

3'-4': Expansión isoentrópica en la turbina. En el ciclo real este proceso no se realiza de forma isoentrópica, sino que la turbina consta de un rendimiento isoentrópico del 90-95% obteniéndose una entalpía a la salida de la turbina ligeramente superior a la del punto ideal.

4'-1: Condensación. Enfriamiento y cambio de fase a presión y temperatura constante en el condensador.

En el caso del ciclo Brayton, la relación de trabajo consumido por el compresor respecto de la turbina es del 30-40%, mientras que en el ciclo Rankine, la relación de trabajo consumido por la bomba respecto al producido por la turbina no supera el 5%. Cabe destacar que las temperaturas alcanzadas en el ciclo son mucho menores que en el ciclo Brayton, alcanzando temperaturas máximas de entorno a los 600°C.

- Análisis termodinámico

Empleando tanto el primer como el segundo principio de la termodinámico, teniendo en cuenta que el gasto másico es constante durante todo el ciclo y que el ciclo opera bajo régimen estacionario, y considerando despreciables la energía cinética y potencial del fluido respecto a la entalpía, se obtienen las siguientes expresiones de potencia para cada elemento del ciclo y posteriormente la expresión del rendimiento global del ciclo.

En primer lugar, la bomba opera bajo condiciones adiabáticas:

$$0 = \dot{Q}_{pump} - \dot{W}_{pump} + \dot{m} \cdot (h_1 - h_2)$$

$$\dot{W}_{pump} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2) < 0 \quad (14)$$

La caldera no consume potencia mecánica, por lo tanto, la potencia térmica en la caldera será:

$$0 = \dot{Q}_{cald} - \dot{W}_{cald} + \dot{m} \cdot (h_2 - h_3)$$

$$\dot{Q}_{cald} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) > 0 \quad (15)$$

De igual forma que la bomba, la turbina se considera adiabática y la energía mecánica producida se determina:

$$0 = \dot{Q}_{turb} - \dot{W}_{turb} + \dot{m} \cdot (h_3 - h_4)$$

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) > 0 \quad (16)$$

En el condensador se cede el calor necesario del vapor para que condense a otra corriente de refrigerante a menor temperatura, por tanto, no existe ninguna potencia mecánica.

$$0 = \dot{Q}_{cond} - \dot{W}_{cond} + \dot{m} \cdot (h_4 - h_1)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) < 0 \quad (17)$$

Por consiguiente, la expresión del rendimiento será:

$$\eta_{SteamTurbine} = \frac{\dot{W}_{NETA}}{\dot{Q}_{INLET}} = \frac{\dot{W}_{turb} + \dot{W}_{pump}}{\dot{Q}_{cald}} = \frac{(h_3 - h_4) + (h_1 - h_2)}{(h_3 - h_2)} \quad (18)$$

Una vez analizados todos los componentes del ciclo Rankine y obtenida la expresión del rendimiento del ciclo ideal, destacar que en los casos reales hay que tener en cuenta las irreversibilidades tanto en el proceso de expansión como de compresión llevado a cabo en la bomba. Estas irreversibilidades se tienen en cuenta mediante los rendimientos isoentrópicos comentados con anterioridad.

Con el objeto de contrarrestar estas irreversibilidades y optimizar en cierta medida el ciclo termodinámico se pueden encontrar ciertas mejoras del ciclo Rankine.

- Mejoras del ciclo Rankine

Se pueden realizar varias mejoras o modificaciones del ciclo simple ya estudiado. Estas modificaciones pueden aumentar la eficiencia del ciclo y disminuir en gran medida el gasto de combustible [11].

Cabe destacar que, a diferencia del ciclo Brayton, el ciclo Rankine con interenfriamiento apenas tiene sentido e interés energético ya que, la bomba apenas consigue aumentar la temperatura del fluido de trabajo como pasaba en el compresor de la turbina de gas, por lo tanto, una disminución de la temperatura entre medias de dos compresiones es irrelevante.

En primer lugar, se puede aumentar el rendimiento del ciclo llevando a cabo un incremento de la presión inicial de expansión, es decir, aumentando la presión de la caldera. Teniendo en cuenta que la temperatura a la entrada de la turbina es la misma, de igual forma que la presión en el condensador, se obtienen diferentes presiones en la caldera siendo $P_{3'} > P_3$.

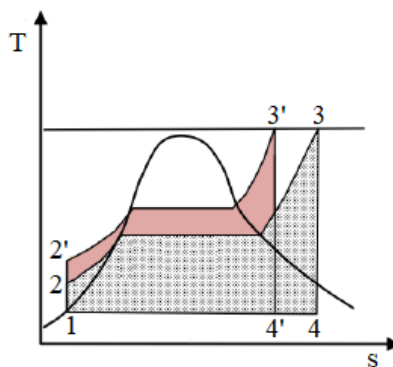


Figura 11. Mejora del rendimiento del ciclo Rankine con el aumento de la presión en la entrada de la turbina

Con este aumento de la presión en la caldera se consigue un aumento significativo en el rendimiento global del ciclo ya que el aumento que se produce en la potencia útil es mayor a la potencia extra en la bomba. Por lo tanto, en estas calderas se tiende a aumentar la presión a la entrada de la turbina. Sin embargo, existe un inconveniente. Debido al aumento de la presión en la entrada de la turbina, se produce una disminución del título de vapor a la salida de ésta, lo que puede llegar a dañar los álabes de la turbina si aparece mucha cantidad de líquido dentro de ella. Por lo tanto, se puede aumentar ligeramente el rendimiento del ciclo gracias a un aumento de presión en la caldera, teniendo siempre controlado el título de vapor a la salida de la expansión y verificando que sea superior en todo momento al mínimo establecido por el fabricante.

Otro método para aumentar el rendimiento del ciclo Rankine es aquel que consiste en aumentar la temperatura inicial de la expansión. La demostración del aumento de potencia útil es simple ya que, únicamente hay que fijarse en el tamaño del área encerrada por el ciclo el cual representa la potencia neta del ciclo. Y como se puede observar en la figura, la potencia útil del ciclo es mayor cuando aumenta la temperatura de entrada en la turbina. Además, el aumento de potencia térmica necesaria para alcanzar dicha nueva temperatura es inferior respecto al aumento de potencia neta del ciclo, en consecuencia, el rendimiento aumenta siempre que la temperatura de salida de la caldera aumente.

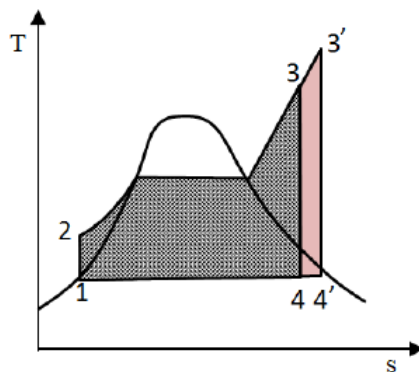


Figura 12. Mejora del rendimiento de un ciclo Rankine con el aumento de la temperatura de entrada en la turbina

Por otro lado, el aumento de la temperatura a la entrada de la turbina supone un aumento del título de vapor como se puede observar en el diagrama T-s. De esta forma, pueden llegar a combinarse este método y el anterior de aumento de la presión en la caldera para ensalzar el rendimiento del ciclo.

Obviamente, existe un límite de temperatura alcanzable a la entrada de la turbina, y será el marcado por la resistencia de los materiales. Cabe destacar que el uso de materiales avanzados en cuanto a sus propiedades encarece el coste de la instalación. Por lo tanto, se debe considerar la relación entre la optimización del rendimiento y el coste añadido de la optimización.

También se puede aumentar el rendimiento del ciclo disminuyendo la presión a la salida de la turbina, o lo que es lo mismo, la presión del condensador. Mediante esta variación se mantienen estables la presión y temperatura a la entrada de la turbina, pero al disminuir la presión del condensador cambian el resto de puntos.

De esta forma, se produce un aumento de la potencia útil del ciclo, aunque conlleva un incremento de la potencia de la bomba y de la potencia térmica necesaria en la caldera. Sin embargo, estos aumentos en la bomba y en la caldera son inferiores a la ganancia de potencia útil, por lo tanto, el rendimiento del ciclo consigue aumentar.

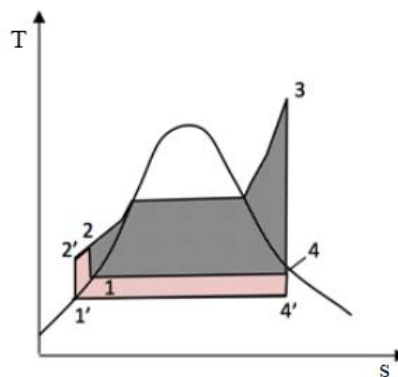


Figura 13. Mejora del rendimiento del ciclo Rankine disminuyendo la presión en el condensador

Como ya se ha comentado, el rendimiento del ciclo aumenta cuando se experimenta una disminución de la presión del condensador. Por otro lado, la calidad de vapor a la salida de la turbina disminuye con dicha disminución en el condensador. Esto conlleva que en las últimas etapas de la turbina puedan aparecer pequeñas gotas de agua y dañen la misma. Además, aumentará también el volumen específico del fluido a la salida de la turbina y por tanto las dimensiones del condensador y de la turbina deberán aumentar, ensalzando de esta forma el coste de la instalación.

Asimismo, esta bajada de la presión en el condensador conlleva una degradación de la temperatura de saturación en el condensador. Por lo tanto, la temperatura mínima alcanzable vendrá determinada por el condensador y por la corriente de refrigeración disponible.

Otra mejora disponible para el ciclo Rankine es la adición de una etapa de recalentamiento y la expansión en varias etapas. De esta forma, se consigue un aumento de la potencia desarrollada en la turbina con un gasto término no demasiado elevado.

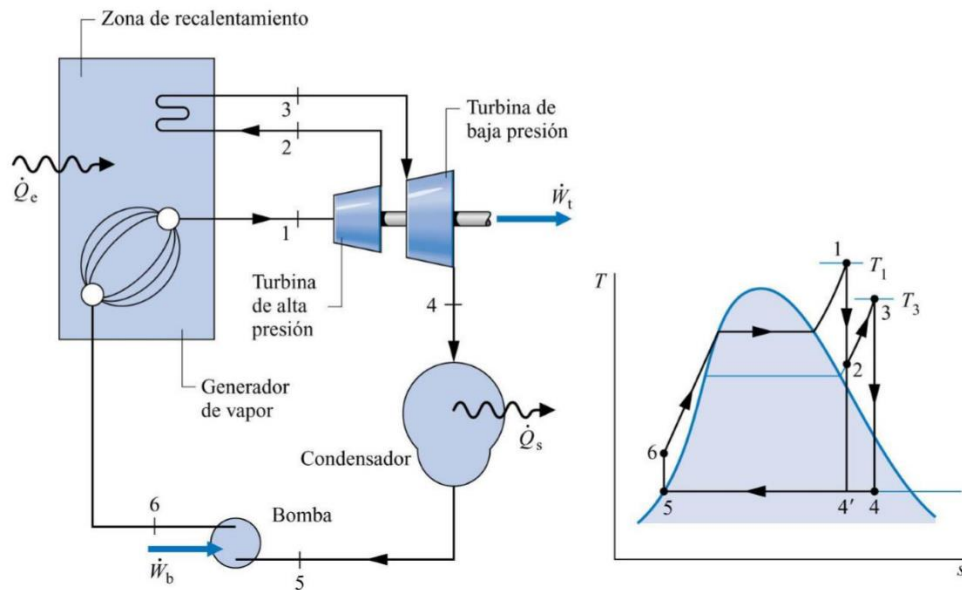


Figura 14. Esquema de la instalación y diagrama T-s del ciclo Rankine con recalentamiento

Con este recalentamiento el aumento de la potencia útil generada en la turbina está garantizado. Sin embargo, el rendimiento aumentará o disminuirá en función de las temperaturas de las expansiones y del calentamiento. Si la temperatura media del recalentamiento es superior a la temperatura promedio del calentamiento inicial, el rendimiento aumentará. Por el contrario, si el recalentamiento se realiza a temperaturas menores que el recalentamiento, el ciclo no será tan eficiente como el inicial.

Para finalizar, también aparece el ciclo Rankine con regeneración. Dicho ciclo consiste en el aprovechamiento del calor del vapor procedente de un sangrado de la turbina para precalentar el agua ya comprimido. De esta forma, se reduce la potencia térmica necesaria en la caldera y se ahorra combustible [15].

Para la realización de este aporte de calor previo a la caldera se emplean diferentes intercambiadores de calor llamados feedwater heater.

En primer lugar, se puede realizar la regeneración mediante un feedwater heater abierto. En este tipo de intercambiador se mezclan las corrientes, por lo tanto, deben estar a la misma presión. Debido a esto aparecerá una bomba después del condensador y previa al intercambiador para aumentar la presión del agua condensado hasta la presión del sangrado de la turbina. Posteriormente, aparecerá otra bomba que aumentará la presión del fluido hasta la establecida en la caldera y en la entrada de la turbina

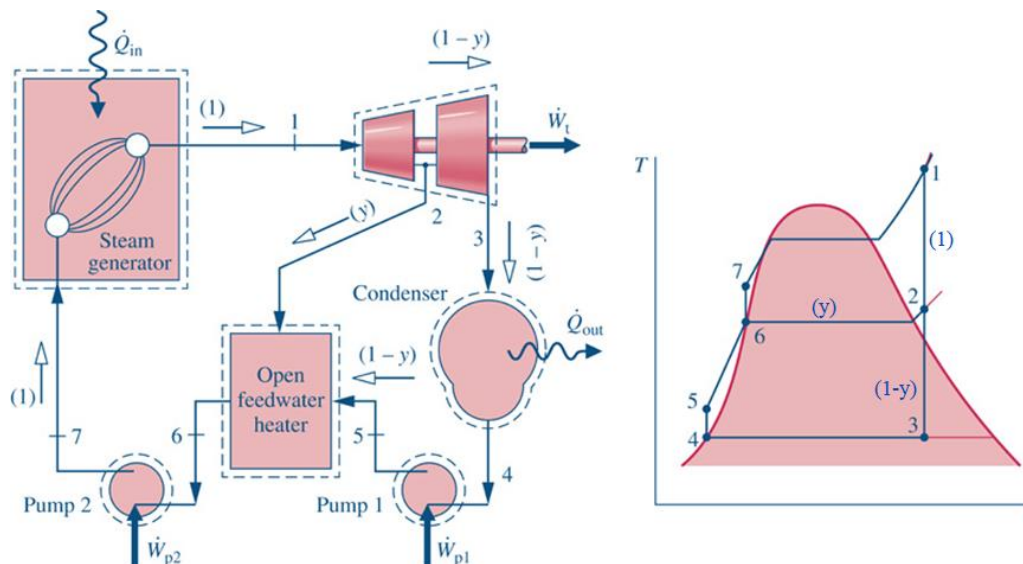


Figura 15. Esquema de la instalación y diagrama T-s del ciclo Rankine con regeneración mediante un feedwater heater abierto (deaerator)

Como se puede observar tanto en el esquema de la instalación como en el diagrama T-s, se inicia la expansión del vapor y luego se realiza un sangrado, por tanto, en la segunda etapa de expansión el flujo es menor, entonces disminuirá la potencia útil total del ciclo. Sin embargo, aunque disminuya la potencia útil del ciclo, el rendimiento de éste aumenta debido a que el precalentamiento del líquido antes de la caldera supone un ahorro importante en la potencia necesaria para calentar el fluido.

Este tipo de feedwater heater tiene además otra aplicación muy importante y por la cual aparecen en todas las centrales de ciclo Rankine. Estos intercambiadores abiertos son utilizados como “deaerator” o eliminadores del aire que se haya introducido en el ciclo. Este aire puede llegar a introducirse en el condensador debido a la diferencia de presión entre las corrientes, y si no se expulsa del sistema puede dañar elementos de la caldera e incluso de la turbina de vapor. Dicha eliminación del aire se lleva a cabo gracias al aumento de la temperatura del agua líquida proveniente del condensador, ya que disminuye la solubilidad del aire en el agua, se acaba separando del agua y posteriormente se expulsa al exterior.

También se pueden incorporar intercambiadores cerrados para la realización de la regeneración en el ciclo Rankine. En este tipo de intercambiadores no se produce la mezcla de los flujos entrantes, por lo que pueden ser distintos fluidos y encontrarse a presiones diferentes.

La corriente procedente del sangrado de la turbina, que se encuentra a gran temperatura, calienta el líquido procedente del condensador, y a la salida del feedwater heater puede conectarse a un elemento anterior del ciclo, o mezclarse con la corriente entrante en la caldera.

Cuando la salida de vapor regenerativo del feedwater heater drena hacia un elemento anterior, ya sea otro intercambiador o el propio condensador, se conoce como drenaje hacia atrás. Esta disposición contará con una válvula de expansión donde se pierde presión para poder incorporar la corriente al condensador u otro feedwater heater. La otra disposición que se puede encontrar es la conocida como drenaje hacia delante, donde se dispone de una bomba a la salida del vapor de regeneración para que esta corriente pueda incorporarse a la entrante en la caldera. En la siguiente figura pueden encontrarse las dos disposiciones con sus correspondientes elementos auxiliares.

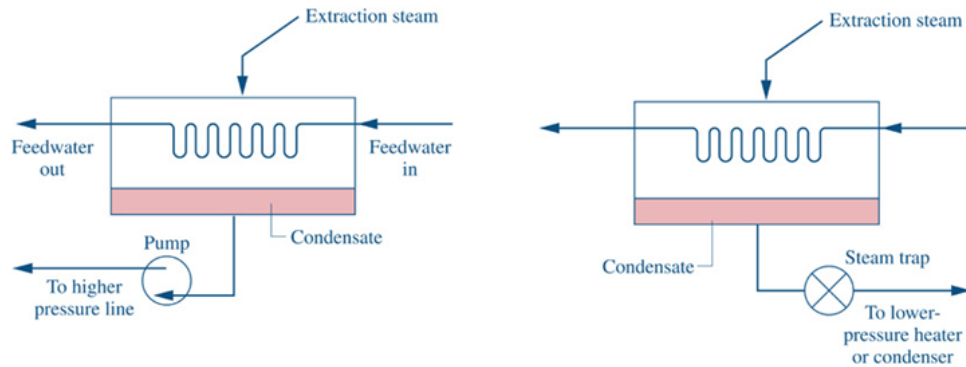


Figura 16. Descripción de feedwater heater cerrado con drenaje hacia delante (izquierda) y con drenaje hacia atrás (derecha)

La disposición más empleada en los ciclos reales es la de drenaje hacia atrás ya que se pueden superponer diferentes feedwater heater cerrados aumentando de esta forma el rendimiento del ciclo y, además se puede incorporar un feedwater heater abierto para que funcione como deaerator. La disposición de drenaje hacia delante no suele emplearse en exceso, ya que solo se podría implementar un intercambiador de este tipo que sería justo el anterior a la caldera.

La disposición de un feedwater heater cerrado con drenaje hacia atrás, en este caso drenaje hacia el condensador, en un ciclo Rankine simple es la mostrada en la figura 17.

Como se ha comentado anteriormente, en el feedwater heater cerrado no se mezclan las corrientes entrantes, de esta forma se evita la colocación de una bomba detrás del feedwater heater. Además, si la bomba se colocase detrás del intercambiador, en el condensador se enfriaría el fluido y a la misma presión se calentaría, lo que significa que se retrocedería sobre la misma línea en el diagrama T-s. Por lo tanto, el feedwater heater y el condensador estarían trabajando de forma opuesta, lo cual no es viable y, en consecuencia, jamás se coloca una bomba detrás de un feedwater heater con drenaje hacia detrás.

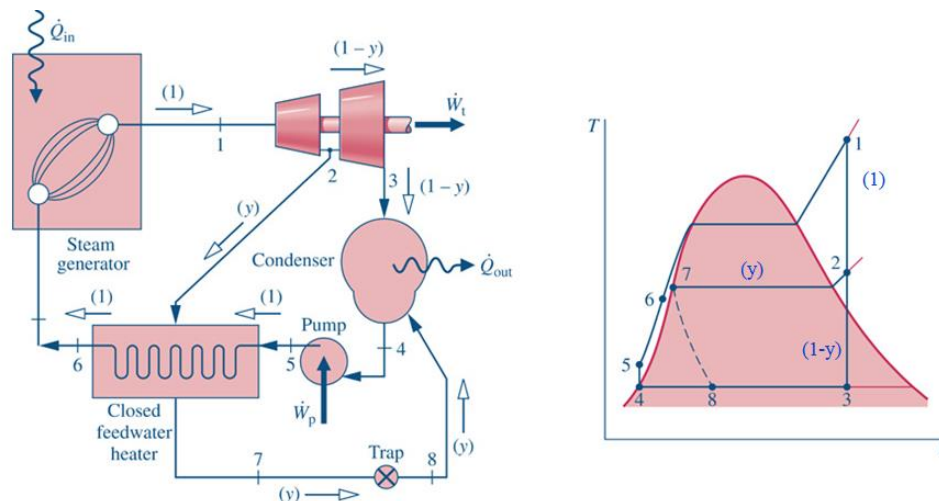


Figura 17. Esquema de la instalación del ciclo Rankine con regeneración mediante feedwater heater cerrado con drenaje hacia atrás (condensador) y su correspondiente diagrama T-s

2.3.3. Ciclo Combinado

La generación de energía eléctrica mediante un ciclo combinado consiste en la unión entre los dos ciclos comentados con anterioridad, el ciclo Brayton y el ciclo Rankine. La base del ciclo combinado reside en el aprovechamiento de los gases de escape de la turbina de gas, los cuales se encuentran a gran temperatura, para la evaporación de agua en una caldera de recuperación de gases (HRSG: Heat Recovery Steam Generator) y su posterior expansión en la turbina de vapor.

El ciclo combinado no supone un gran avance tecnológico ni la aparición de una nueva técnica de generación de electricidad, sino que pertenece al término conocido como cogeneración. La cogeneración es el procedimiento mediante el cual se produce electricidad y calor de forma simultánea. En el caso de obtener además frío, energía mecánica u otros, se conoce como poligeneración.

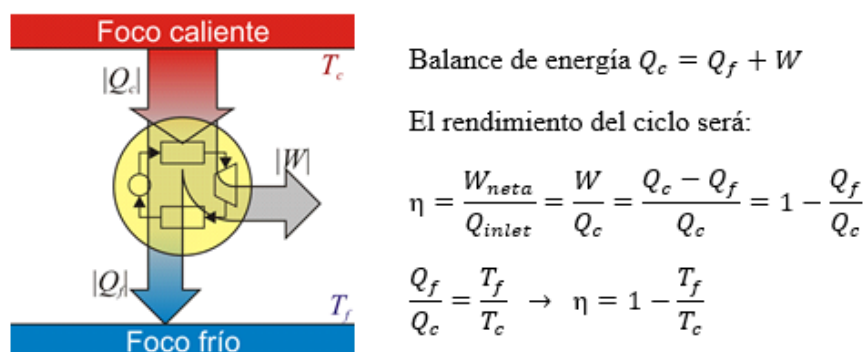


Figura 18. Máquina térmica que funciona bajo dos focos térmicos y expresiones del rendimiento de Carnot [14]

La utilización del ciclo combinado para la producción de electricidad permite conseguir rendimientos superiores que si se realiza la generación con ciclo Rankine o Brayton por separado. Este rendimiento superior se puede justificar sabiendo que una máquina térmica que trabaja entre dos focos térmicos, uno frío y otro caliente, tendrá mayor rendimiento

cuanto mayor sea la diferencia entre la temperatura de dichos focos, como explica el rendimiento máximo de Carnot indicado en la figura 18 [13].

Por lo tanto, al emplear los gases de escape de la turbina de gas para evaporar agua en la caldera de recuperación, se aprovecha el calor residual de dichos gases y entonces la temperatura del “foco frío” será la salida de los gases por la chimenea. Esto implica que la diferencia entre las temperaturas de entrada a la turbina de gas (foco caliente) y la de salida del HRSG (foco frío) es superior a la diferencia alcanzable en los ciclos Rankine y Brayton. Dicho de otra forma, el rendimiento máximo alcanzable, marcado por la expresión del rendimiento de Carnot, es muy superior en el ciclo combinado en relación con los ciclos simples por sí solos.

Además, el rendimiento del ciclo combinado se puede expresar en función del rendimiento de los ciclos Rankine y Brayton de la siguiente forma.

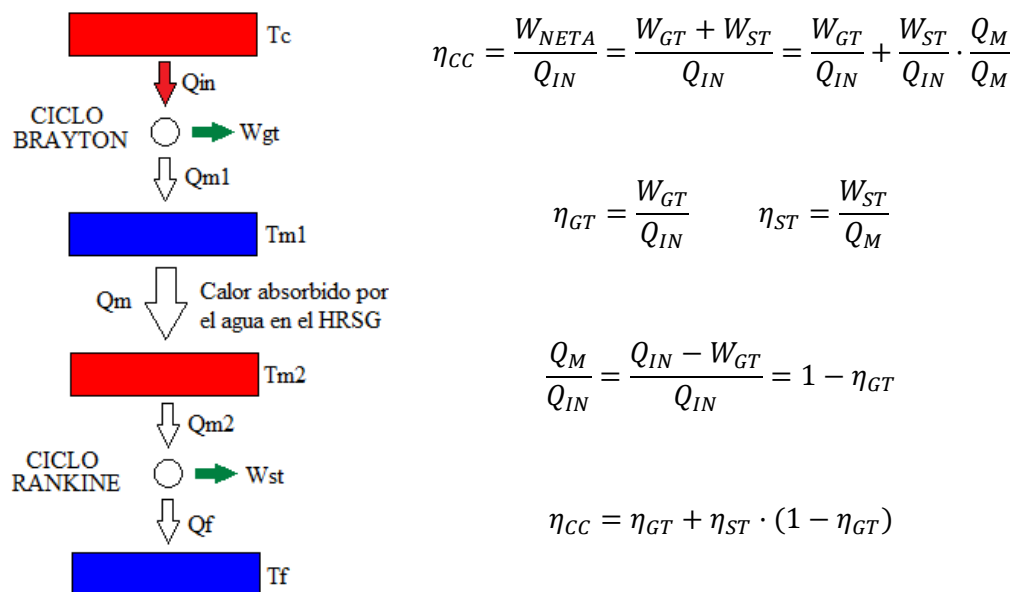


Figura 19. Representación esquemática del ciclo combinado y expresión del rendimiento en función del rendimiento de los ciclos Rankine y Brayton

Se puede comparar esta expresión obtenida con los rendimientos de los ciclos Rankine y Brayton, consiguiendo un rendimiento superior a los ciclos individuales. De esta forma, queda comprobado que el ciclo combinado tiene un gran interés desde el punto de vista energético ya que supone un aumento de la potencia útil del ciclo y del rendimiento global sin suponer un aumento en el consumo de combustible. Además, no supone una inversión excesivamente elevada en comparación a otros tipos de centrales térmicas, y su tiempo de construcción es relativamente bajo.

El esquema de la instalación de un ciclo combinado simple es la mostrada en la siguiente ilustración (Figura 20) [12], donde aparecen los dos tipos de turbinas comentados, turbina de gas y de vapor, las cuales tienen acoplado un alternador o generador eléctrico

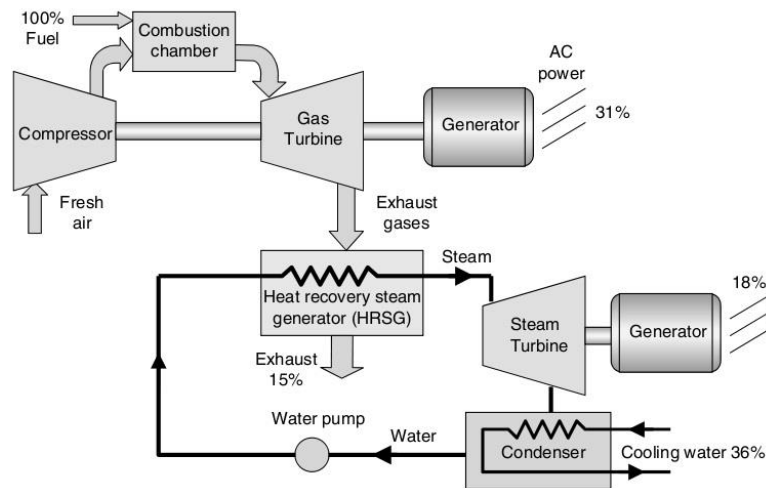


Figura 20. Esquema de la instalación de una central de Ciclo Combinado

La operación del ciclo combinado comienza con la compresión del aire y la posterior ignición en la cámara de combustión empleando generalmente gas natural o metano. Una vez elevada la temperatura, estos gases pasan por la turbina produciendo energía mecánica que se convierte en electricidad en el generador. Los gases de escape a la salida de la turbina se encuentran a una temperatura de entre 500 y 650 °C aproximadamente, por lo tanto, todavía guardan una energía residual importante que puede ser empleada para la evaporación de otro fluido como el agua y por consiguiente la integración del ciclo Rankine [16].

Los gases de escape de la turbina de gas transcurren a lo largo de una caldera de recuperación de gases de escape donde se evapora el agua y posteriormente se expande en la turbina produciendo más energía. El aprovechamiento de la energía térmica residual de los gases de escape para la evaporación de agua supone un avance en cuanto al rendimiento global de ciclo, consiguiendo superar la barrera del 50%

Como se observa en la figura anterior, en una instalación de ciclo combinado el elemento más innovador o aquel que supone una innovación con respecto a los ciclos Rankine y Brayton, es la caldera de recuperación de los gases de escape (HRSG) la cual se encarga de la evaporación del agua y supone la unión de ambos ciclos.

La caldera de recuperación de gases se encarga del aprovechamiento de la energía residual de los gases, transfiriéndola al agua o vapor. Esta transferencia de calor se produce en diferentes etapas, tales como el economizador donde entra agua y se evapora parcialmente, los haces vaporizadores donde entra líquido saturado y se produce la ebullición y, por último, el sobrecalentamiento del vapor previo a su expansión en la turbina.

En este instante, aparece otro elemento fundamental de una central de ciclo combinado, que es el calderín. El calderín es un depósito en el cual entran diferentes flujos en condiciones de cambio de fase y se produce la división entre líquido saturado y vapor

saturado. Por lo tanto, el calderín se encuentra entre el economizador y los haces vaporizadores del HRSG. La corriente que proviene del economizador entra en el calderín, donde se separa entre líquido y vapor. La corriente de líquido pasa por los haces vaporizadores, consiguiendo así la ebullición y posteriormente realimenta al calderín. Mientras que la corriente de vapor pasará a la etapa de sobrecalentamiento.

Debido a la importancia de ambos componentes del ciclo combinado, posteriormente se realizará un estudio más exhaustivo de ambos explicando detenidamente su funcionamiento además de todos sus componentes.

2.4. Evolución del ciclo combinado

Aunque esta tecnología es anterior, el impulso de la cogeneración comenzó en el año 1995 y ha aumentado en gran medida en los siguientes años. En el año 2001 la Unión Europea disponía de una producción de electricidad mediante ciclos combinados que suponía un 8% de la capacidad total de generación del continente.

En los siguientes años, se implantaron políticas de protección del medio ambiente, desarrollo sostenible y ahorro energético. Por lo tanto, seguían con el fomento de la cogeneración y las energías renovables. En el año 2004 una Directiva del Parlamento Europeo propuso la facilitación en cuanto a la instalación y puesta en marcha de centrales de cogeneración con el fin de plantar cara al cambio climático.

Concretamente, hablando de la tecnología del ciclo combinado, se vio beneficiada por la apertura de los mercados, ya que supuso un aumento en la eficiencia energética. Dicha apertura conllevó un aumento en la competitividad del mercado, obligando a las compañías eléctricas a producir de forma más eficaz y a la inversión en tecnologías más eficientes como el ciclo combinado.

Las centrales de ciclo combinado que son mucho más eficientes que las centrales de producción convencionales, han ido tomando el relevo de éstas debido a su mayor rendimiento, su ahorro de combustible y disminución de las emisiones de gases de efecto invernadero [17].

En cuanto al ámbito nacional, la primera central de ciclo combinado construida e inaugurada en España fue la central de San Roque en la provincia de Cádiz. Su puesta en marcha se produjo en el año 2002, y posteriormente, la generación de electricidad basada en el ciclo combinado ha aumentado en los siguientes años en el sistema eléctrico español [18].

En los siguientes años, el papel de las centrales de ciclo combinado fue muy relevante, llegando en el año 2005 a una operación a plena carga durante más de 5000 horas a lo largo del año. Este valor se traduce en una utilización a plena carga en el 59% de las horas.

Obviamente, estas centrales fueron construidas para trabajar bajo estas condiciones de gran operación a lo largo de todo el año. A comienzos del año 2011, disponiendo de 67 grupos generadores con una potencia global instalada superior a 27.000 MW y con una inversión superior a 17.000 millones de euros, la previsión de funcionamiento de estas centrales era de 25 años y con un régimen de operación de más de 5000 horas año.

Sin embargo, debido a la entrada masiva de las energías renovables en la producción de electricidad en el territorio nacional, las centrales de ciclo combinado han pasado a un papel secundario. Las energías renovables son muy volátiles, es decir, su programación y previsión son complicadas, lo cual provoca que las centrales de ciclo combinado sean las encargadas de respaldar estas variaciones de las energías renovables y poder garantizar en todo momento el suministro de la energía demandada. Por lo tanto, su producción a lo largo del periodo anual no será muy elevada, pero simultáneamente, su potencia disponible es imprescindible para estabilidad del sistema eléctrico.

En conclusión, las centrales de ciclo combinado están infrautilizadas dificultando así su viabilidad económica. No obstante, son imprescindibles para el equilibrio del sistema ya que, son instalaciones que presentan una respuesta y variación de carga rápida y gran flexibilidad, suponiendo un bajo impacto ambiental, que es fundamental para respaldar las energías renovables y amortiguar sus variaciones. Por tanto, las centrales de ciclo combinado, aunque fuera de su objetivo inicial, tienen garantizada su permanencia en la producción de electricidad [19].

Debido a que la energía actualmente no se puede almacenar en grandes cantidades, es necesario realizar una previsión de la demanda y adecuarse a ella constantemente, para acondicionar la potencia y satisfacer la demanda en todo momento. La Red Eléctrica Española dispone de una herramienta online que muestra tanto la demanda real como la previsión de ella a lo largo de cualquier día. También muestra la potencia generada por cada fuente de energía y el porcentaje que supone respecto a la producción global. Por último, también revela un gráfico acerca de las emisiones de CO₂ asociado a cada tipo de generación [20].

Gracias a esta plataforma se puede observar la variación que toma la producción de electricidad con ciclo combinado a lo largo del día, y también la diferencia que puede existir entre dos días con condiciones medioambientales muy dispares. A continuación, se mostrarán la demanda de energía eléctrica de dos días laborales, uno perteneciente al mes de enero del presente año, y otro perteneciente al mes de diciembre de 2017 en el cual la velocidad del viento era menor y, por consiguiente, la energía eólica producida también.

En primer lugar, se ha elegido el día 13/12/2017, el cual es un día laborable en el cual se da una producción de energía eólica en torno al 20% del total producida en gran parte del día, lo que significa que es una producción inferior a lo se puede llegar a producir en otro día con una velocidad del viento mayor. Este día es muy característico ya que durante

cuatro horas (7:00-11:00) la producción de electricidad mediante ciclo combinado supera la producida por el viento. Posteriormente, aunque siendo inferior, la producción de ciclo combinado se sitúa cercana a la eólica. Una vez alcanzada las 14:00 horas, la producción de la fuente eólica empieza a aumentar considerablemente, mientras que el ciclo combinado se queda en un segundo plano, pero de forma aproximadamente estable. Ya en las últimas horas del día la producción de la energía eólica supera el 30% de la producción global siendo la principal fuente de generación.

En la siguiente figura se puede observar la curva de la demanda. La curva amarilla representa la demanda real de energía eléctrica y la curva verde simboliza la previsión de la demanda. También se puede encontrar en la esquina inferior derecha el diagrama el cual representa la producción de electricidad mediante ciclo combinado durante todo el día.

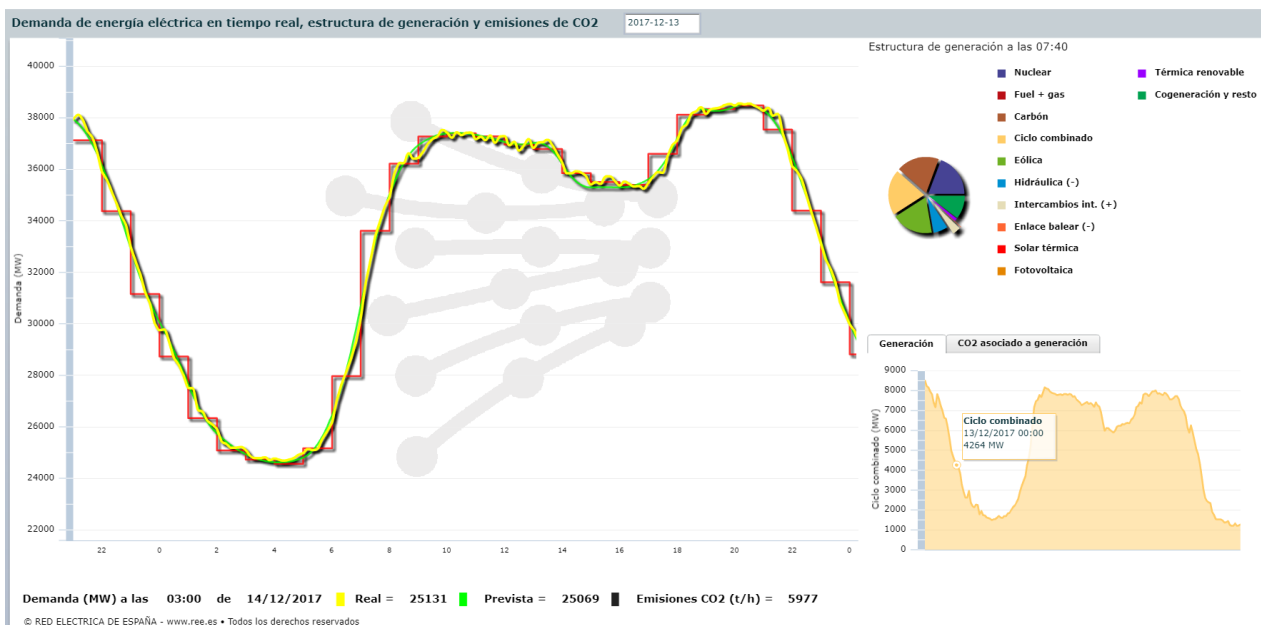


Figura 21. Curva de la previsión de la demanda y la demanda real de energía eléctrica del 13/12/2017.

La potencia máxima demanda de este miércoles del mes de diciembre es de 38500 MW, y la potencia máxima generada por el ciclo combinado es de 8200 MW aproximadamente. Por otro lado, el porcentaje de producción de esta tecnología en función de la producción global alcanza un valor máximo de 22% durante las primeras horas laborables del día.

A continuación, se muestran los gráficos de la producción de potencia mediante la combustión de carbón (color marrón), energía nuclear (color morado), energía eólica (color verde) y energía hidráulica (color azul).

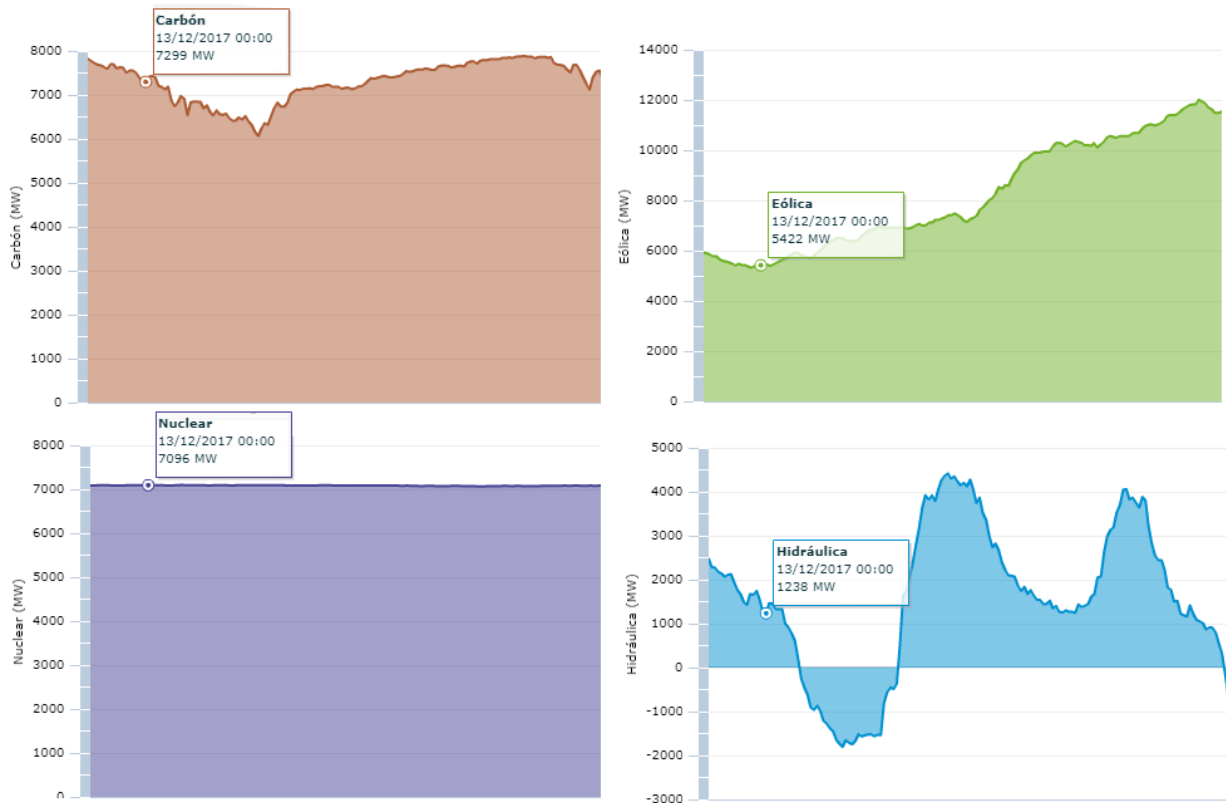


Figura 22. Producción de electricidad mediante carbón, energía nuclear, energía eólica y energía hidráulica para el día 13/12/2017

Como se observa en la figura, la potencia producida mediante energía nuclear permanece constante a lo largo del día, mientras que la producción mediante carbón sí varía ligeramente. Por otro lado, la energía eólica va en aumento durante todo el día, produciendo durante las últimas horas del día hasta 12000 MW y suponiendo más del 35% de la producción global.

La unión entre energía nuclear y carbón durante las primeras horas de la madrugada sumaban más del 50% de la producción global. Sin embargo, con el aumento de la demanda a partir de las 06:00 horas, se produce un aumento considerable de la producción con ciclo combinado como se puede observar en la figura 21, lo cual supone que la unión entre energía nuclear y carbón supongan un 40%, e incluso menos, de la producción total durante el resto del día.

El otro día estudiado es el 02/01/2018, el cual presenta una mayor importancia de la energía eólica debido a la mayor velocidad del viento. Esta importancia de la energía eólica se traduce en un porcentaje de la producción total de la electricidad superior al 35% durante todo el día, llegando incluso al 50%. Debido a esta importancia de la energía eólica, la producción mediante ciclo combinado es mínima estando entre el 3,5 y 7 % de la producción durante todo el periodo estudiado.

A continuación, se muestra la previsión de la demanda y la demanda real de electricidad, además del gráfico de producción de las centrales de ciclo combinado en la esquina inferior derecha.

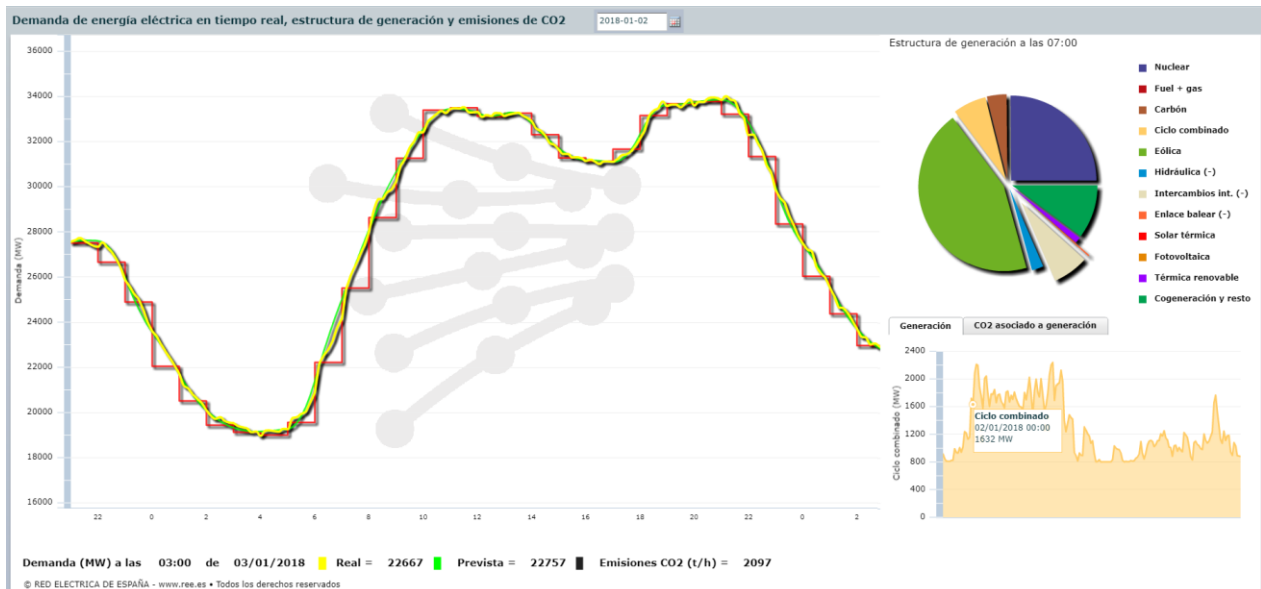


Figura 23. Curva de la previsión de la demanda y la demanda real de energía eléctrica del 02/01/2018.

La energía eléctrica máxima demandada a lo largo del día es aproximadamente de 34000 MW, mientras que la producción de electricidad en las centrales de ciclo combinado apenas llega a 2250 MW durante las primeras horas del día.

De igual forma que con el otro periodo estudiado anteriormente, se muestra en la ilustración 24 la producción de electricidad mediante carbón (color marrón), energía nuclear (color morado), energía eólica (color verde) y energía hidráulica (color azul).

Como se puede apreciar en dicha figura, la producción de la energía nuclear es exactamente la misma que la producida en el anterior periodo estudiado, es decir, la producción de electricidad mediante energía nuclear no cambia, a priori, durante todo el año. Sin embargo, la producción de energía mediante la combustión de carbón si puede variar significativamente según el día. En este periodo, la producción mediante carbón alcanza un valor máximo de 1600 MW, muy inferior a los 8000 alcanzados en el día estudiado de diciembre.

La producción de electricidad mediante la energía hidráulica se mantiene relativamente en el mismo nivel que en el día estudiado de diciembre. Se puede observar que durante las horas centrales del día la producción es superior el 13 de diciembre, mientras que en las últimas horas es superior en este día de enero alcanzando una producción de 5600 MW y un porcentaje de la producción total del 16%.

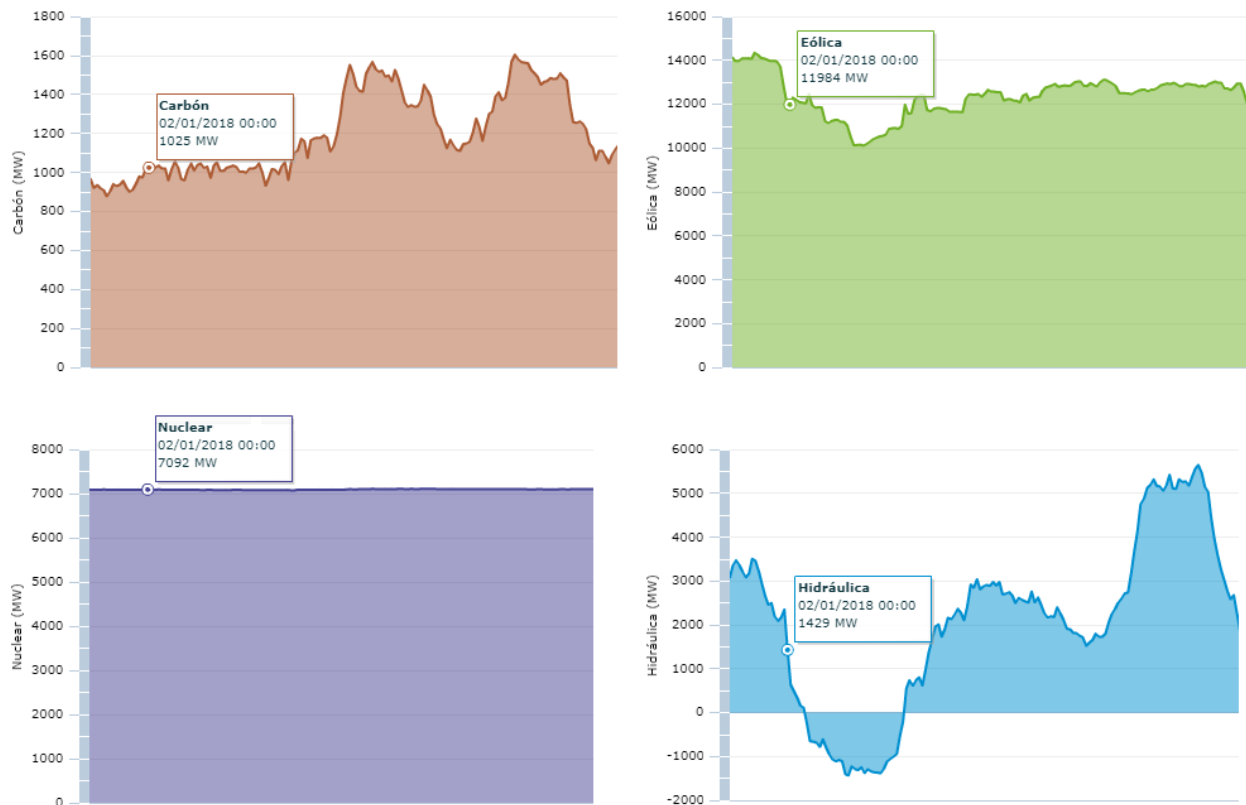


Figura 24. Producción de electricidad mediante carbón, energía nuclear, energía eólica y energía hidráulica para el día 02/01/2017

Mediante estos dos ejemplos se ha podido comprender la importancia que pueden llegar a tener las centrales de ciclo combinado para solventar las variaciones de las energías renovables y más concretamente la energía eólica, debido a su rápida variación de carga.

Como se ha comentado anteriormente, las centrales de ciclo combinado no fueron diseñadas para tal propósito. Estas plantas fueron diseñadas para funcionar en régimen continuo, a plena carga o a una carga estable, durante muchas horas y con escasos arranques y paradas.

Las condiciones de funcionamiento iniciales suponían un funcionamiento de más de 5000 horas al año, trabajando bajo una misma carga sin variaciones y con un máximo de 20 arranques al año. Sin embargo, el cometido que tienen estas centrales en la producción actual de electricidad supone un funcionamiento cíclico donde el funcionamiento máximo alcanza 3000 horas al año en el mejor de los casos. Además, este funcionamiento cíclico consiste en trabajar bajo cargas con reiteradas variaciones y superando los 100 arranques al año.

Cabe destacar que debido a estos cambios repentinos de carga y, por tanto, de temperaturas en los componentes de la central, las centrales de ciclo combinado pueden llegar a experimentar problemas en cuanto a los materiales. Estos continuos arranques, paradas y cambios de carga en periodos cortos de tiempo suponen elevados gradientes de temperatura, estrés térmico y, por tanto, tensiones en los diferentes componentes del ciclo

como pueden ser la turbina de gas, la caldera de recuperación y la turbina de vapor. Debido a estas tensiones provocadas incrementa la posibilidad de aparición de fatiga, disminuyendo la resistencia mecánica de los materiales y la vida útil de la instalación. Además, debido a los cambios bruscos de temperatura también puede aumentar la condensación de agua y, por consiguiente, también la corrosión tanto en la turbina de gas como en la turbina de vapor.

Se puede llegar a aumentar la fiabilidad de estas instalaciones bajo funcionamiento cíclico, reduciendo así los costes de reparación y conservando la integridad de la instalación. Estas medidas pueden ser la realización de diagnósticos y planificación en función de los informes previos de mantenimiento, además de la mejora y modificación de dichos planes de mantenimiento. Otra medida de prevención y conservación es la de programar largas paradas cada cierto tiempo para la implementación de un proceso de conservación de los componentes mientras la instalación permanece inactiva [21].

Por otro lado, siguiendo con la evolución de los ciclos combinados, el desarrollo de mejores materiales para los álabes de las turbinas y la introducción de métodos sofisticados para la refrigeración de dichos alabes ha aumentado significativamente la temperatura de entrada en la turbina de gas. Una técnica de refrigeración muy empleada y desarrollada por General Electric durante los primeros años del siglo, la cual se basa en bucle cerrado de vapor que refrigera la turbina de gas en la primera etapa de expansión, donde los elementos de la turbina están diseñados con materiales monocristalinos y con barrera de revestimiento térmico, permite una temperatura de entrada en la turbina de gas de 1477°C. Además, diferentes estudios y métodos realizados posteriormente han conseguido superar la barrera de los 1500 °C a la entrada de la turbina de gas.

Este aumento de la temperatura supone un incremento en la temperatura a la salida de la turbina lo que permite la realización de recalentamiento del vapor en la caldera de recuperación de los gases de escape. Además, permite la generación de vapor con múltiples niveles de presión para el ciclo de vapor. Por lo tanto, el ciclo de dos niveles de presión con recalentamiento y el ciclo de tres niveles de presión con recalentamiento se han convertido en los ciclos combinados más comunes para la producción de electricidad debido a que conllevan un aumento en la potencia neta del ciclo y una mejora significativa en el rendimiento de la instalación [22].

2.5. Ventajas e inconvenientes del ciclo combinado

El ciclo combinado, tal y como se va viendo durante el documento, presenta una serie de factores que resultan que esta tecnología se muestre como un método interesante para la producción de electricidad [23].

En primer lugar, se comentarán las ventajas que presentan el ciclo combinado. La virtud que más destaca de estos ciclos es su elevada eficiencia, proporcionando rendimientos muy superiores al resto de centrales termoelectricas convencionales. Estos rendimientos superan el 50% y pueden llegar hasta el 60% cuando operan a plena carga, además, esta

superioridad en cuanto a la eficiencia del ciclo no supone un aumento del consumo de combustible, sino que estas centrales suponen un ahorro energético respecto al consumo de combustible.

Otro factor importante que destacar de estas centrales es que los periodos de construcción son cortos en comparación con otro tipo de centrales, finalizando la construcción en periodos de dos años. Esta ventaja supone que los costes de inversión por MW de potencia instalado también sean menores que para otras vías de generación de electricidad. También implican una menor superficie por MW instalado comparado con las centrales convencionales como puede ser centrales térmicas de carbón. Por lo tanto, el impacto visual de estas centrales también será menor.

Por otro lado, el combustible más típico y empleado en estas centrales es el gas natural, siendo éste un combustible más limpio que combustibles como el petróleo o el carbón. Luego las emisiones de CO₂ disminuyen en gran medida gracias al combustible y al aumento de la eficiencia del ciclo, pudiendo llegar a reducirse más de la mitad respecto a las centrales termoeléctricas convencionales. Además, las emisiones de NO_x también se ven reducidas en gran medida, llegando incluso a una reducción del 80% respecto de las centrales de carbón, y además no aparecen cenizas o SO₂ como pueden surgir en dichas centrales. Asimismo, existe la posibilidad de emplear otros combustibles tales como diésel o carbón gasificado con elevados rendimientos, aunque con limitaciones en los quemadores debido a que éstos son diseñados y optimizados para la combustión de gas natural [24].

El tiempo de arranque desde estado de parada o estado frío hasta la plena carga es de aproximadamente una hora mientras que en centrales de carbón puede superar las siete horas de arranque. También presentan una gran flexibilidad, ya que, la central puede operar a plena carga o bajo cargas parciales en un gran rango de potencias. Además, como la instalación se compone con dos ciclos diferentes, la variación puede ser mayor y el rango de potencias superior en comparación a cualquier otra central termoeléctrica. Aunque no fueron diseñadas para tal fin, sino que fueron diseñadas para la operación a plena carga y con pocas paradas anuales, estas centrales pueden aceptar paradas y arranques relativamente cercanos, siempre y cuando se controlen los componentes que, como se ha explicado con anterioridad, pueden sufrir mucho debido a los cambios bruscos de temperatura.

Y, por último, el consumo de agua de refrigeración necesario en el condensador es inferior en las centrales de ciclo combinado con respecto a las centrales térmicas convencionales. Además, debido al alto grado de automatización, estas centrales térmicas requieren menor cantidad de recursos humanos para su mantenimiento y control que una central tradicional. Por ejemplo, una simple variación de carga se realiza desde el centro de control de la instalación con un software específico y sin realizar ningún cambio físico en los componentes. Por lo tanto, los costes de explotación serán menores. Aunque los cambios significativos de carga necesitan mucha más atención, por lo que es

recomendable que dichas modificaciones no se realicen de forma remota y que el operador esté atento de parámetros como la presión y el nivel del agua en la caldera, y demás variables de interés en el ciclo de vapor [25].

Sin embargo, las centrales de ciclo combinado también presentan una serie de inconvenientes que es necesario destacar. El principal problema que presentan estas centrales es el impacto medioambiental que suponen. El uso de gas natural u otros combustibles fósiles, provoca unas emisiones de CO₂ y de otros gases de efecto invernadero. Además, se puede llegar a producir el fenómeno de lluvia ácida en las inmediaciones de la central. Sus vertidos del agua de refrigeración, y las emisiones de vapor de agua en las torres de refrigeración pueden alterar el ecosistema colindante a la instalación. Por lo tanto, supone un impacto ambiental importante y, en consecuencia, también un impacto urbanístico debido a que no se realizan construcciones en los alrededores de las centrales.

Asimismo, la utilización de gas natural como combustible crea una dependencia energética directa de los países proveedores del gas. Dichos países suministradores del gas natural son territorios con inestabilidad política y social que en algunos casos puede ser preocupante. Además, el precio de la producción de electricidad dependerá de la oscilación de los precios del combustible en el panorama internacional. Destacar también, la necesidad de construir las infraestructuras necesarias para el abastecimiento del combustible tales como gaseoductos o depósitos [26].

2.6. El impacto medioambiental de las centrales de ciclo combinado

En primer lugar, antes de comenzar con el impacto ambiental de las centrales de ciclo combinado es necesario conocer tanto las entradas como las salidas que tiene el sistema para comprender mejor las posibles emisiones o vertidos de la instalación.

Considerando las entradas y salidas principales como aquellas que forman parte del proceso, y las auxiliares serán las entradas y salidas restantes.

Por lo tanto, como entradas principales se encuentran el aire que se introduce en el compresor y proporciona el oxígeno necesario para la combustión y el gas natural que es el combustible principal de la instalación. Además, estas instalaciones disponen de propano o butano, que es el combustible empleado durante el arranque de la central debido a su mayor poder calorífico, y diésel o fuel como combustible alternativo para los momentos en los cuales el abastecimiento de gas natural no es posible y es necesario disponer de un combustible alternativo a éste.

Cabe destacar que la utilización de gas natural como combustible principal de la central se puede sustituir en algunos casos por la gasificación de carbón o de otros combustibles sólidos e incluso líquidos que se ha desarrollado con éxito en los últimos años consiguiendo una generación de electricidad limpia y eficiente.

Las entradas auxiliares serían tales como agua tanto para la refrigeración como para la caldera, electricidad necesaria durante el arranque para alimentar los equipos auxiliares, y otros como pueden ser aceites o demás productos químicos.

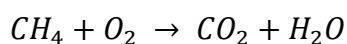
En cuanto a las salidas principales del sistema se tiene la electricidad producida, el calor residual a la salida de la chimenea que se relaciona directamente con la salida de los gases de escape y vapores. Las salidas auxiliares serán las aguas residuales, emisiones gaseosas y residuos sólidos.

Con esta división tan general de la planta de producción de electricidad se puede observar en detalle todas las salidas de la central y no centrarse única y exclusivamente en las emisiones, sino que también estudiar otro tipo de vertidos.

Una de las principales razones del éxito de las centrales de ciclo combinado es que son más limpias y respetuosas con el medio ambiente en comparación con las demás centrales térmicas basadas en la quema de combustibles de origen fósil.

En primer lugar, las emisiones atmosféricas son mucho menores en comparación con las centrales convencionales. Dependiendo dichas emisiones de la composición del gas natural que puede variar en función del país de origen, encontrando, aparte del metano que es el componente principal, mayor o menor concentración de etano, propano o butano entre otros.

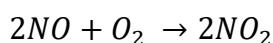
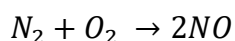
Siendo en la mayor parte metano, la reacción de combustión es muy simple y es la siguiente:



El dióxido de carbono es uno de los principales gases responsables del efecto invernadero. Estas centrales de ciclo combinado presentan unas emisiones de CO_2 menores que el resto de centrales que trabajan con combustibles fósiles. La razón principal de esta disminución es que el combustible empleado es más limpio y el rendimiento del ciclo obtenido es mucho mayor. Estos factores provocan que las emisiones de dióxido de carbono sean un 40% menor por cada kWh generado.

Por otro lado, también pueden aparecer emisiones de CO debido a una deficiente combustión. En condiciones normales de operación de la cámara de combustión, las emisiones de monóxido de carbono son muy bajas. Cabe destacar la importancia que cobran estas emisiones durante los periodos de arranque, aunque pasado un tiempo relativamente corto las emisiones vuelven a sus valores típicos.

El nitrógeno que contiene el aire y que se introduce en la cámara de combustión también reacciona con el oxígeno a altas temperaturas formando dos óxidos:



Siendo el resultante de la primera reacción óxido nítrico y el segundo bióxido de nitrógeno.

Asimismo, los combustibles fósiles contienen pequeñas cantidades de azufre, los cuales pueden transformarse durante el proceso de combustión en dióxido de azufre SO_2

El dióxido de azufre y los óxidos de nitrógeno, conocidos generalmente como NO_x , reaccionan con el agua y el oxígeno formando una solución diluida de ácido sulfúrico y ácido nítrico. Es decir, estos son los responsables de la lluvia ácida.

Además, los NO_x son causantes el ozono troposférico. A diferencia del ozono estratosférico el cual protege de las radiaciones ultravioletas, el ozono troposférico, debido a la tendencia de división de los átomos del ozono siendo entonces muy reactivo, puede tener efectos corrosivos sobre materiales y en determinadas concentraciones puede tener efectos irritantes en los seres vivos. El ozono no es emitido directamente por ningún foco, sino que es un contaminante secundario que se forma a partir de los NO_x y demás compuestos orgánicos en presencia de gran radiación solar.

Las cantidades de azufre que contiene el gas natural son muy bajas por lo que la producción de dióxido de azufre es muy pequeña cuando la central opera con su combustible principal. Las emisiones de dicho contaminante se sitúan entre 10 y 20 veces menores a las producidas por una central térmica de carbón.

Las turbinas de gas de las plantas de ciclo combinado, las cuales han sido diseñadas para operar con gas natural, no fomentan la producción de óxidos de nitrógeno. Sin embargo, las temperaturas en el interior de la cámara de combustión pueden aumentar en exceso debido a un cambio del combustible, incrementando de este modo la formación de NO_x . Para disminuir estas emisiones y controlar las temperaturas en el interior de la turbina de gas se disponen de sistemas de refrigeración, como se verá posteriormente en el apartado 3.4.

Por norma general, las emisiones de NO_x no superan los 25 mg/Nm³, mientras las centrales de carbón emiten en torno a 600 mg/Nm³. Además, el gas natural no arrastra partículas sólidas y por lo tanto no genera cenizas en la combustión, a diferencia de las centrales de carbón.

Cabe destacar que todas las emisiones son controladas en todo momento mediante medidores que analizan la composición de los gases en todo momento y reportan los resultados tanto a la planta como a la administración correspondiente.

Otro aspecto fundamental que tratar en el impacto medioambiental de una central térmica, aparte de las emisiones de gases de efecto invernadero, son los vertidos.

La mayor parte de los vertidos de estas centrales están relacionados con el agua de refrigeración. Cabe destacar que algunas centrales refrigeran con aire atmosférico

mediante el uso de aerocondensadores, que condensan el vapor a la salida de la turbina mediante el intercambio de calor con el aire.

Las centrales de ciclo combinado restantes emplean agua para evacuar el calor residual de la corriente principal del ciclo de agua-vapor. El agua empleada, en función de la localización de la planta de producción de electricidad, puede ser agua de mar o agua dulce proveniente de un río. Además, las consecuencias ambientales de la central variarán en función de si la refrigeración se realiza en ciclo abierto o cerrado.

En el caso del circuito abierto, el agua de refrigeración ya sea proveniente del mar o de un río, se impulsa hacia el condensador donde se produce el intercambio de calor. De esta forma, el vapor condensa y el agua de refrigeración aumenta su temperatura entre 3 y 8 grados. Una vez realizada la operación el agua se devuelve a su lugar de origen. El efecto ambiental más importante de este proceso es el aumento de temperatura, lo que puede perjudicar el ecosistema del punto de vertido. También es cierto que los efectos de este vertido son muy puntuales, aunque el flujo de agua necesario para la refrigeración mediante este método es considerable. Además, a esta agua de refrigeración se le adicionan diferentes productos químicos como biocidas para evitar la formación de algas tanto en el interior de las tuberías de la instalación como en el punto de vertido debido al ligero aumento de temperatura que favorece la formación de estas algas.

Por otro lado, en el caso del circuito cerrado de refrigeración, el impacto medioambiental que supone la planta de generación es menor ya que se emplean menores caudales de agua. En este método de refrigeración, el caudal de agua es aquel necesario para reponer las pérdidas del circuito. Estas pérdidas son la cantidad de agua evaporado que salen por la torre de refrigeración, y no pueden considerarse en ningún momento contaminantes, aunque si pueden causar cierto impacto ambiental debido al penacho formado, las fugas que pueden existir en el circuito de refrigeración, y, por último, las purgas de la torre que son necesarias para controlar la concentración de las sales.

Luego, el agua que se vierte únicamente son las purgas de la torre y no tiene grandes consecuencias medioambientales debido a que esta agua posee propiedades similares a cuando se ha tomado del medio.

Además de los vertidos del agua de refrigeración, aparecen diferentes vertidos, los cuales tienen menor importancia, como puede ser el agua extraída en las purgas de la caldera. Dicha agua tiene una gran concentración de sales y éstas deben ser extraídas del sistema ya que puede dañar elementos de la caldera o del resto del ciclo cuando las arrastra el vapor.

También pueden aparecer otras aguas procedentes de procesos de limpieza de los elementos. Cabe destacar que, durante los procesos de limpieza, el agua resultante está muy contaminada y no puede ser vertido al medio, sino que se debe realizar un tratamiento especial y ser retirados por un gestor autorizado para tal fin.

Asimismo, los residuos obtenidos tales como aceites usados, filtros o demás complementos o recambios de la instalación que pueden suponer una amenaza debido a su composición deben ser eliminados siguiendo un proceso característico, y en general están regulados y controlados por empresas externas que se encargan de dichos residuos.

Obviamente los vertidos deben ser controlados, y se realizan diferentes medidas del pH, concentración de cloro, concentración de sales, temperatura, etc. y se estudia constantemente la influencia que estos vertidos tienen a cierta distancia del punto de salida, analizando la flora y fauna del medio.

Para finalizar, el ruido es un impacto ambiental que ha cobrado importancia en la última década. El principal generador de ruido en una central de ciclo combinado es el conjunto conocido como tren de potencia, estando formado por la turbina de gas, turbina de vapor y el generador eléctrico. Para contrarrestar el ruido generado por estos componentes, se dispone de una manta aislante en la carcasa que además de reducir el ruido emitido, disminuye las pérdidas de calor. Además, este tren de potencia se encuentra en una nave aislada mediante paneles acústicos. De esta forma, desde el exterior de la nave apenas se aprecia ruido procedente del tren de potencia.

Del mismo modo, el compresor de la turbina de gas genera un sonido bastante apreciable y molesto durante su funcionamiento, por lo que, se sitúa en el interior de un recipiente insonorizado.

Otra fuente de ruido importante son los transformadores, los cuales emiten un ruido constante de baja frecuencia y con un nivel no muy alto. Por lo tanto, el ruido se mantiene de fondo. Asimismo, los ventiladores de la torre de refrigeración generan mucho ruido, pero debido a la propia constitución de las torres, en el exterior el ruido generado por los ventiladores es inapreciable.

Por último, se encuentran tanto las bombas de alimentación a la caldera como las bombas del circuito de refrigeración, las cuales emiten ruido, pero de nivel sonoro bajo y aceptable por lo que no se encuentran dentro de recintos aislados [26].

En definitiva, las centrales de ciclo combinado son más respetuosas con el medio ambiente que el resto de las centrales térmicas convencionales.

3. Características de operación de un ciclo combinado

Como se ha estudiado con anterioridad, el ciclo combinado se caracteriza por su gran rendimiento energético y su elevada potencia generada. Con el fin de aumentar la energía recuperada de los gases de escape de la turbina, existen diversos diseños de la caldera de recuperación de calor. Por otro lado, con el objetivo de reducir las pérdidas de energía internas en la caldera de recuperación, se puede generar la electricidad con uno, dos o tres niveles de presión, e incluso añadir recalentamiento, de forma que se mejora el rendimiento y la potencia de la planta de generación, aunque, obviamente supone un aumento del coste de la instalación.

De acuerdo con la referencia [27] se explicarán las diferentes configuraciones de las plantas de ciclo combinado, además de componentes y parámetros característicos del diseño de estas centrales.

3.1. Diferentes configuraciones de ciclo combinado

- Ciclo combinado con un nivel de presión

En primer lugar, el ciclo combinado original y más sencillo es el de un solo nivel de presión. El esquema de la instalación de una planta de ciclo combinado de un único nivel de presión que produce una potencia de 400MW es el mostrado en la figura 25.

En la figura las presiones (P) están expresadas en bar, las temperaturas (T) en °C y los flujos másicos de gas o agua (M) en kg/s. Como se puede observar, el aire entra en condiciones ambientales en el compresor, donde aumenta su presión para posteriormente aumentar su temperatura en la cámara de combustión gracias a la quema del gas natural.

Los gases a la salida de la cámara de combustión se introducen en la turbina de gas y, gracias al generador eléctrico, producen energía eléctrica. Estos gases a la salida de la turbina, los cuales se encuentran a 619 °C se introducen en la caldera HRSG para transferir el calor residual al ciclo de agua-vapor. Una vez aprovechada la energía restante de los gases de escape, éstos son expulsados por la chimenea de la caldera los cuales se encuentran a una temperatura en torno a 120 °C.

En cuanto al correspondiente ciclo de vapor, el agua procedente del condensador ya pasado por la bomba para aumentar su presión se introduce en un “deaerator”, estudiado en el apartado 2.3.2., eliminando el aire presente en el fluido evitando posibles daños en la instalación. Luego entra en la caldera de recuperación de calor, y pasando por las diferentes etapas de la caldera, evapora el fluido y se dirige a la turbina de vapor donde se aprovecha su energía y posteriormente se condensa.

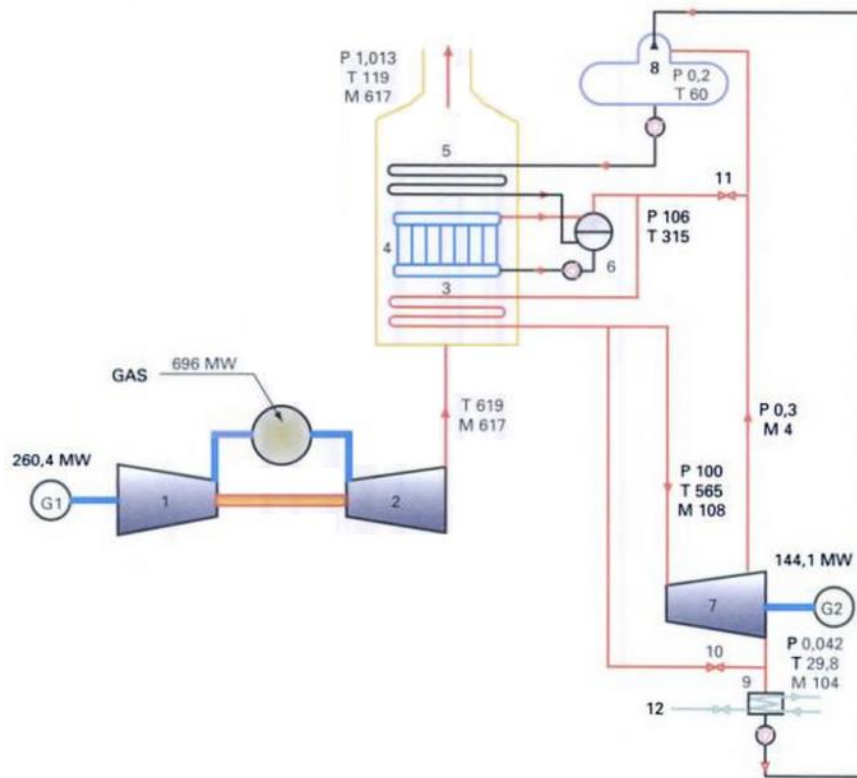


Figura 25. Esquema de un ciclo combinado con un nivel de presión

Generalmente las turbinas de gas empleadas en los ciclos combinados están estandarizadas y siguen unas condiciones de operación determinadas por el fabricante. Por lo tanto, las condiciones para optimizar el ciclo termodinámico y que se obtenga el menor coste del kWh producido serán las presiones, temperaturas y caudales del vapor producido en la caldera.

La primera variable que tratar es la presión de vapor, la cual determina el flujo másico de vapor generado en la caldera de recuperación, y el salto entálpico disponible en la turbina. Si la presión de vapor es elevada, la generación de vapor es menor debido a la necesidad de una temperatura de saturación superior. En el caso contrario, si la presión de vapor es pequeña, habrá una producción de vapor mayor y por lo tanto se recuperará en mayor parte la energía residual de los gases. Por otro lado, cuando la presión es pequeña, el vapor generado tiene menor densidad, y puede causar pérdidas internas en la instalación. Por lo tanto, la presión de vapor debe ser aquella que, para una temperatura determinada, siendo lo más elevada posible y que suponga una gran recuperación de calor en la caldera, no suponga un título de vapor en las últimas etapas de expansión de la turbina menores que las marcadas por el fabricante.

Otro aspecto importante por tratar es la temperatura de vapor, la cual suele estar fijada en un valor ligeramente inferior a la temperatura de los gases de escape. La temperatura de vapor debe equilibrar el salto entálpico en la turbina de vapor y la disminución en cuanto a la producción de vapor que se produce cuando aumenta dicha temperatura. De esta

forma, una temperatura de vapor mayor será beneficiosa para el ciclo ya que ayuda a reducir la humedad en las últimas etapas de expansión, aunque supone un aumento en el coste de los materiales a emplear en el sobrecalentador de la caldera y en las tuberías previas a la turbina de vapor.

La diferencia de temperaturas el pinch point se define como la diferencia entre la temperatura del vapor a la salida del evaporador y la temperatura de los gases en esa zona. Cuanto menor es la diferencia de temperaturas, mayor será la cantidad de vapor generada, y mayor la superficie del intercambiador, aumentando de esta forma el coste de la caldera. Por otro lado, la temperatura approach se define como la diferencia entre la temperatura de saturación del calderín y la del agua a la salida del economizador. El objetivo principal de esta diferencia de temperaturas es evitar la evaporación en el economizador durante los periodos de arranque o variaciones de carga. Un valor muy pequeño de esta temperatura supone un aumento del aprovechamiento de la energía restante de los gases y puede darse el caso de necesitar materiales más resistentes en el economizador.

La combinación de estos dos parámetros determina la producción de vapor. Además, en una planta de ciclo combinado de un nivel de presión suelen tener valores comprendidos entre 5 y 10 °C.

La caída de presión tanto en el sobrecalentador como en el economizador no debe ser elevada ya que, reducen la producción de vapor y aumentan el consumo de las bombas de agua de alimentación. Para conseguir un equilibrio entre la caída de presión y el coste se trabaja con la geometría y el diámetro de los tubos.

Por último, el rendimiento de la caldera HRSG aumenta cuanto más baja es la temperatura del agua que entra en el economizador, ya que es el modo de aprovechar en mayor medida la energía térmica restante de los gases antes de su salida por la chimenea. Por lo tanto, para conseguir una temperatura inferior a la entrada del economizador, es necesario disponer de una corriente de agua de alimentación a baja temperatura para condensar el vapor procedente de la turbina.

- Ciclo combinado con dos niveles de presión.

La implementación de un nuevo nivel de presión supone un mayor aumento del rendimiento termodinámico ya que se consigue reducir las pérdidas del calor sensible de los gases, aprovechando en mayor medida su energía, y expulsando los gases por la chimenea a menor temperatura que con un nivel de presión. En otras palabras, se reducen las pérdidas en el acoplamiento de los ciclos bases.

La instalación mostrada en la siguiente figura, partiendo de la misma turbina de gas que en el caso de la planta de ciclo combinado con un nivel de presión, opera con un rendimiento termodinámico superior y con una producción de potencia neta también mayor.

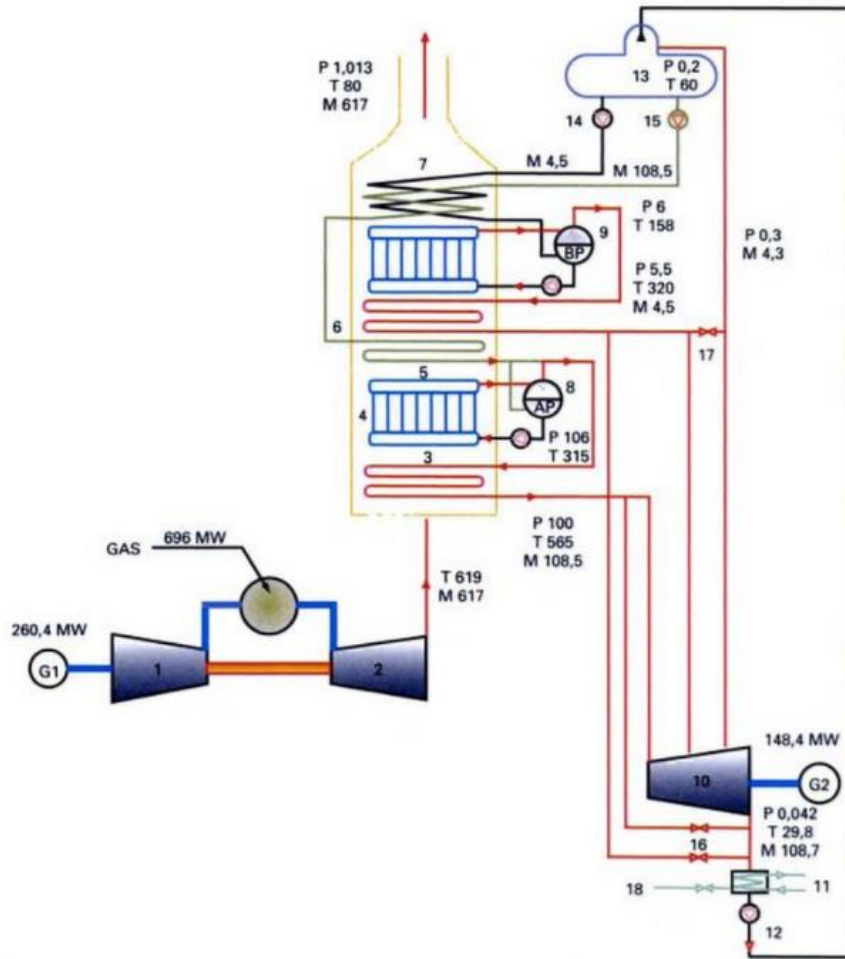


Figura 26. Esquema de un ciclo combinado con dos niveles de presión

Comparando ambos ciclos, el ciclo de dos niveles de presión consigue reducir las pérdidas en la chimenea, es decir, se aprovecha más energía en la turbina de vapor y, por tanto, se aumenta la potencia del ciclo de vapor.

Por otro lado, el calor disipado en el condensador es mayor debido al mayor flujo de vapor.

La explicación de este aumento de la potencia, partiendo del mismo caudal, presión y temperatura en el vapor de alta presión, se debe a que la corriente de baja presión, como presenta menor presión y temperatura de saturación, puede aprovechar el calor de los gases en las últimas etapas de la caldera de forma más eficiente.

De igual forma que para el ciclo combinado de un nivel de presión, la presión de vapor, en este caso de alta presión, debe ser elevada para maximizar el salto entálpico en la turbina y desarrollar mayor potencia, pero considerando también el grado de humedad en el último tramo de la turbina de alta. Sin embargo, la presión de vapor de la corriente de baja presión debe ser pequeña para aprovechar en mayor medida el calor de los gases de escape en las últimas zonas de la caldera de recuperación. Pero a su vez, no debe ser demasiado baja ya que disminuye el salto entálpico en la turbina de baja presión y

encarece el coste de los componentes porque se necesita mayor flujo para producir la misma potencia. De forma que llega un punto que, aunque se disminuya la presión y aumente la potencia de la turbina de baja, no compensa el encarecimiento de los componentes.

En el caso del ciclo combinado de dos niveles de presión, la potencia de la turbina de vapor aumenta cuanto mayor sea la temperatura del vapor de alta presión. La justificación de este aumento consiste en que el aumento de la entalpía de vapor a la entrada de la turbina de alta presión conlleva una menor producción de vapor en la caldera, pero en este caso, la energía de los gases de escape sin aprovechar se recuperará con el vapor de baja presión. Desde el punto de vista de la corriente de menor presión, de igual forma que en el ciclo estudiado anteriormente, un aumento de la temperatura de vapor supone un ligero aumento de la potencia en la turbina. Por lo tanto, la mejor recuperación de calor en este ciclo de dos niveles de presión conlleva un aumento de la temperatura media del vapor y la potencia del ciclo combinado incrementa.

En el ciclo de dos niveles de presión se definen temperaturas de pinch point tanto para el evaporador de alta presión como para el de baja. En este caso, la diferencia de temperaturas en la corriente de alta presión no tiene tanto peso sobre la potencia de la turbina como en el ciclo de un nivel de presión, ya que la energía no recuperada en alta presión se aprovechará en la corriente de baja presión.

De igual forma que en el ciclo de un nivel de presión, la approach temperatura tiende a disminuir. En el ciclo de dos niveles de presión, en el cual se mejora la eficiencia del ciclo, tanto la temperatura del pinch point del evaporador de alta presión como la approach temperatura toman valores entre 5 y 8 °C aproximadamente, siendo más elevada para el evaporador de baja presión.

También la caída de presión en los sobrecalentadores conviene que sea baja para no penalizar en exceso el rendimiento y la producción de vapor.

- Ciclo combinado con tres niveles de presión

Debido al avance en tecnología de materiales, con la capacidad de soportar mayores temperaturas, se puede añadir un tercer nivel de presión que aumente el rendimiento y recupere mayor energía de los gases de escape de la turbina de gas.

El resultado final de este ciclo es una ligera ganancia de potencia con respecto al ciclo con dos niveles de presión, cobrando importancia el vapor generado en el nivel de presión intermedia y compensando la disminución en las otras dos líneas de presión.

A continuación, se muestra el esquema de una central de ciclo combinado con tres niveles de presión partiendo de las premisas iniciales de los ciclos estudiados anteriormente.

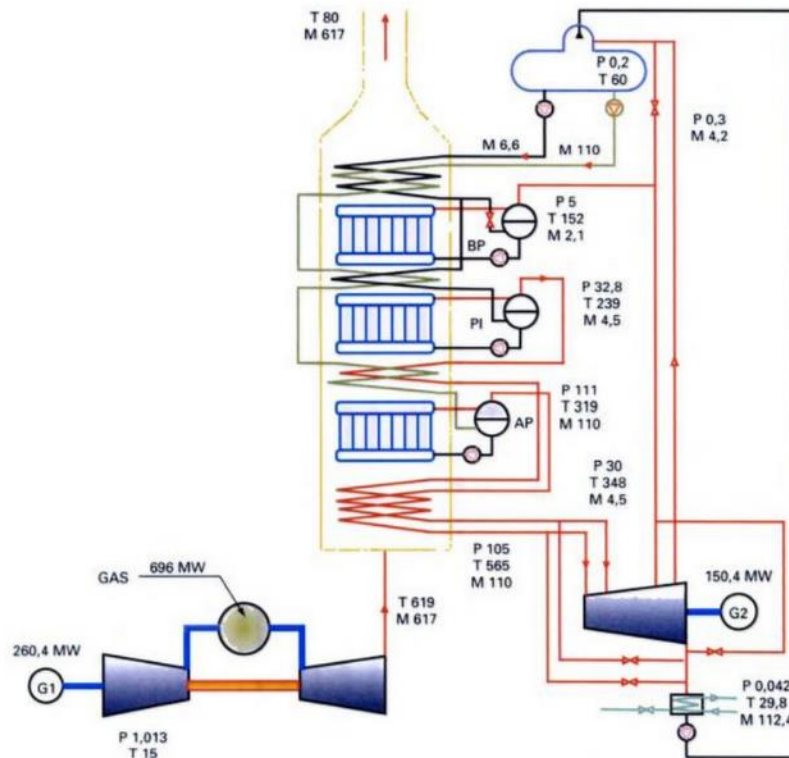


Figura 27. Esquema de un ciclo combinado con tres niveles de presión

En el caso de una turbina de gas con elevada temperatura de los gases de escape, el encargado de producir mayor potencia en el ciclo de vapor es el nivel de alta presión. Sin embargo, con una temperatura de los gases de escape menor, cobra mayor importancia el nivel intermedio debido a la menor producción de vapor en el nivel alto de presión.

Por esta razón, el ciclo combinado con tres niveles de presión no suele emplearse con temperaturas de escape inferiores a 600°C.

A diferencia del ciclo combinado con dos niveles de presión, la influencia de la presión de vapor de baja presión sobre la potencia de la turbina de vapor es pequeña debido a la importancia que cobra el nivel intermedio. Por lo tanto, habrá que buscar el valor óptimo de equilibrio entre coste y potencia producida.

En cuanto a la temperatura de vapor, la corriente de alta presión mantiene la importancia, ya que aumenta la potencia generada cuando incrementa la temperatura de vapor. Además, cuando se desarrolla la temperatura de vapor de presión intermedia mejora ligeramente la potencia; y, por último, la temperatura de vapor de baja presión tiene menor peso.

Por otro lado, la etapa de presión intermedia donde se realiza un sobrecalentamiento a temperaturas similares a las alcanzadas en el nivel de alta presión, contribuye a reducir la humedad en las últimas etapas de la turbina de vapor. También destacar, que la zona donde se mezclan el vapor de presión intermedia con el vapor de alta presión que se está expandiendo, puede sufrir fatiga térmica si la diferencia de temperaturas es considerable.

La diferencia de temperaturas en los pinch points y la approach temperatura toman valores de entre 5 y 10 °C para conseguir una gran potencia sin suponer un aumento de la superficie del HRSG y, por tanto, un aumento del coste de la instalación.

- Ciclo combinado con recalentamiento

En los estudios de los ciclos combinados con diferentes niveles de presión se ha comprobado que el título de vapor o contenido de humedad en las últimas etapas de la turbina limita el aumento de la presión de vapor y por consiguiente la potencia del ciclo.

El concepto de recalentamiento implica ver la turbina de vapor dividida en dos cuerpos, uno perteneciente al nivel de alta presión, y otro perteneciente a los niveles intermedia y baja presión. En ese ciclo termodinámico el vapor de alta presión expande en la turbina hasta la presión intermedia, posteriormente se mezclará con la corriente de vapor procedente del calderín de media presión y pasarán a recalentarse conjuntamente en la caldera y expandir en el otro cuerpo de la turbina.

En la figura 28 se muestra el esquema de la instalación de una central de ciclo combinado con tres niveles de presión y recalentamiento donde se puede observar la particularidad comentada de este ciclo termodinámico.

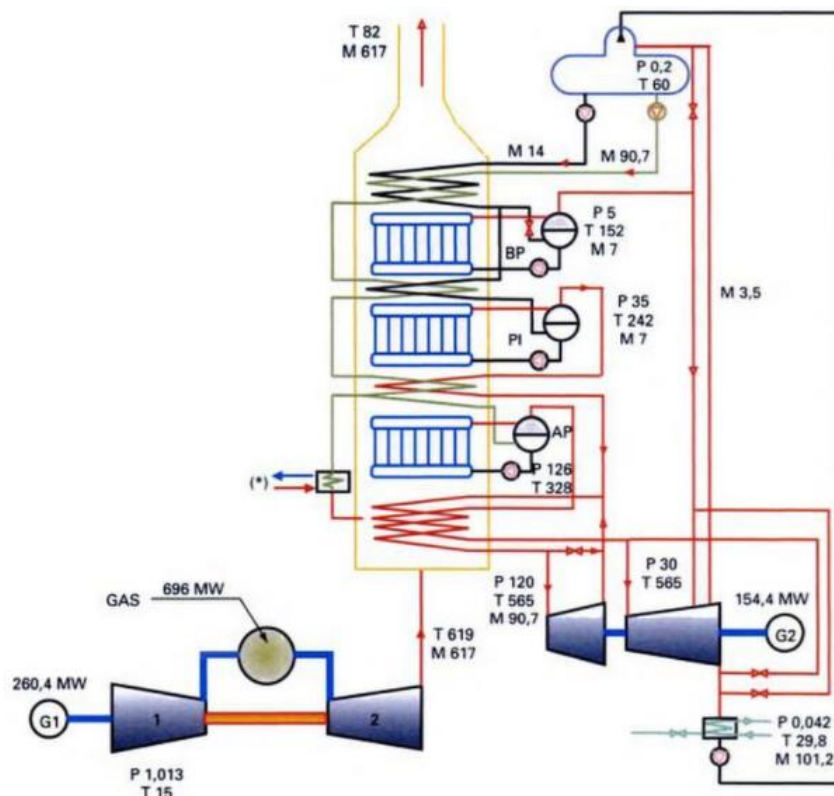


Figura 28. Esquema de un ciclo combinado con tres niveles de presión y recalentamiento.

En este ciclo no hay mezcla de vapores en la turbina de vapor, como ocurriría con el ciclo con tres niveles de presión, eludiendo de esta forma posibles fatigas térmicas debido a la diferencia de temperaturas.

Cabe destacar que las pérdidas en la chimenea son ligeramente mayores, es decir, la temperatura de los gases en la chimenea es mayor. Esto se debe a que el calor absorbido para el recalentamiento conlleva una menor producción de vapor en el evaporador de alta presión que no es compensada por el incremento de producción en los otros dos niveles de presión. Finalmente, en el condensador se necesita un caudal menor de agua de alimentación que compensa la pérdida de calor en la chimenea.

Las consecuencias principales del recalentamiento son el aumento del rendimiento del ciclo, porque aumenta la temperatura media del vapor, y el incremento de la potencia en la turbina de vapor, debido al aumento del salto entálpico en el nivel de presión intermedia.

A continuación, se muestra una tabla con los resultados obtenidos para centrales con las diferentes configuraciones partiendo de las mismas condiciones en la turbina de gas.

<i>Variable</i>	<i>Resultados</i>				<i>Descripción</i>
	1 NP	2 NP	3 NP	3 NP + Recalentamiento	
\dot{Q}_{IN}	695	695	695	695	Potencia térmica producida en la cámara de combustión [MW]
\dot{W}_{GT}	260,4	260,4	260,4	260,4	Potencia desarrollada en la turbina de gas [MW]
\dot{W}_{ST}	144,1	148,4	150,4	154,4	Potencia desarrollada en la turbina de vapor [MW]
\dot{W}_{aux}	7,3	7,7	8,3	8,4	Consumos auxiliares [MW]
η	57,1	57,6	57,8	58,4	Rendimiento del ciclo (%)

Tabla 1. Resumen de los valores obtenidos para las diferentes configuraciones de ciclo combinado

3.2. Caldera de recuperación de calor (HRSG)

La caldera de recuperación de calor o HRSG (Heat Recovery Steam Generator) es el elemento encargado de la unión del ciclo de gas y el ciclo de vapor en la instalación de una planta de ciclo combinado. Es el componente encargado del aprovechamiento de la energía de los gases de escape de la turbina de gas, generando vapor para expandirlo en la turbina posteriormente [27] [31].

En comparación con las calderas convencionales, donde los mecanismos de transferencia de calor son convección y radiación debido a las elevadas temperaturas provocadas por

la combustión, el mecanismo principal de transferencia de calor en una caldera HRSG es la convección.

Cabe destacar que las calderas de recuperación de calor pueden clasificarse según presente postcombustión o no; además, según su disposición pueden ser horizontales o verticales. Aunque previamente se estudiarán las diferentes partes que se encuentra en una caldera de recuperación de calor, las cuales se muestran en la siguiente figura.

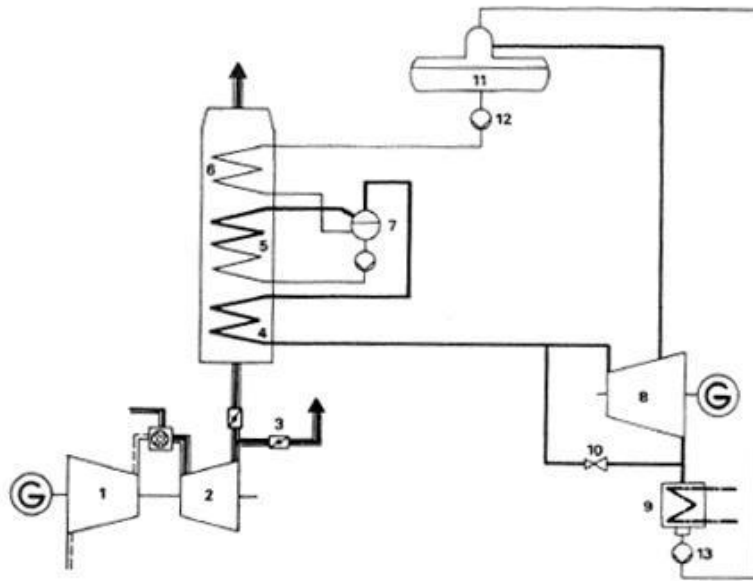


Figura 29. Esquema de una caldera de recuperación de calor

Las partes principales de la caldera de recuperación de calor son el economizador, evaporador, sobrecalentador y calderín.

En primer lugar, el economizador (“6” en la figura) es el intercambiador de calor el cual precalienta el agua de entrada a la caldera con el calor residual de los gases de escape. El economizador calienta el agua hasta una temperatura cercana a la temperatura de saturación. Es el componente de la caldera que opera a menores temperaturas debido a su situación justo antes de la chimenea y expulsión de los gases de escape. Como se puede observar en la figura, se alimenta del agua proveniente del condensador, pasando previamente por un desgasificador o “deaerator” que elimina los posibles gases como oxígeno disueltos en el agua, y una vez pasado el fluido por el economizador, se envía hacia el calderín.

El calderín (“7” en la figura) es el componente encargado de separar entre agua líquida saturada y vapor saturado. El calderín se abastece de agua líquida a una temperatura cercana a la de saturación proveniente del economizador. Dentro del calderín se produce la separación entre líquido y gas, saliendo el vapor por la salida superior del calderín y avanzando hacia el sobrecalentador y, por otro lado, pasando el líquido por la salida inferior y entrando en el evaporador.

El evaporador o haces vaporizadores (“5” en la figura) se encarga de evaporar el líquido saturado procedente del calderín y devolverlo al mismo componente en forma de vapor. En este intercambiador se culmina el cambio de fase, así que de igual forma que en el calderín, la temperatura permanece constante e igual a la de saturación.

Una vez la corriente de vapor procedente del evaporador entra en el calderín se sigue haciendo el ciclo de separación entre líquido y vapor. En el siguiente apartado 3.3 se analizará con mayor detenimiento el funcionamiento y diferentes composiciones de los calderines.

Una vez se tiene vapor saturado a la salida del calderín, éste pasa por el sobrecalentador (“4” en la figura). Los sobrecalentadores, incluyendo también los recalentadores ya que funcionan de forma similar, se encargan de aumentar la temperatura de vapor hasta la deseada, reduciendo la humedad del flujo. El vapor que sale ya está listo para expandirse en la turbina de vapor. Este vapor debe ser lo más puro posible, por esta razón se emplea agua desmineralizada en el ciclo de vapor, y debe estar libre de gotas evitando así posibles deterioros y erosiones en los componentes de la turbina.

En el apartado anterior se han dado los valores típicos de parámetros característicos como la diferencia de temperatura del pinch point o del approach point. A continuación, se explicará más en detenimiento estos parámetros junto con la siguiente gráfica (figura 30) [32]. En la figura se puede observar que la línea superior representa el recorrido de los gases de escape a lo largo de la caldera de recuperación donde van perdiendo calor, mientras que la representación inferior muestra el recorrido que sigue el agua, comenzando en el economizador, cambiando de fase en el evaporador y, por último, el sobrecalentamiento previo a la expansión en la turbina.

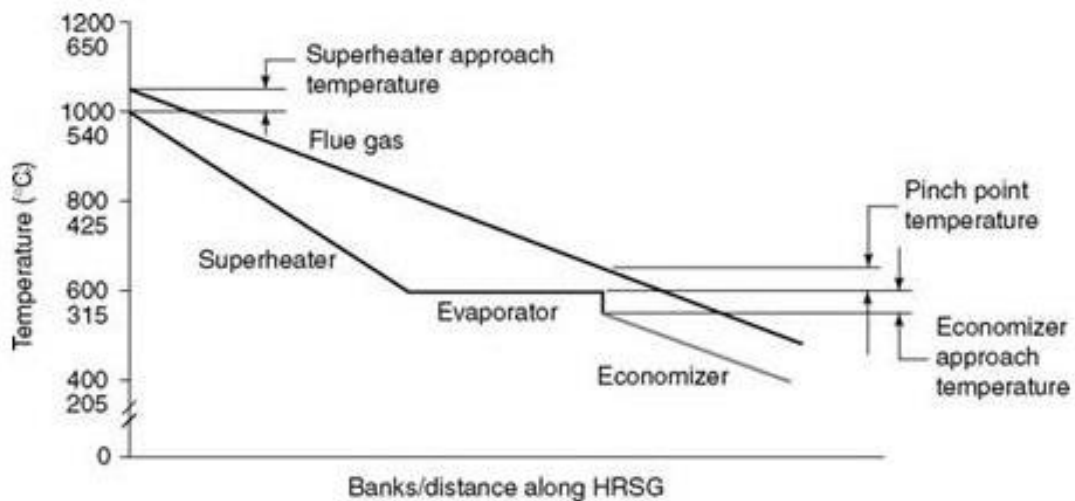


Figura 30. Diagrama de intercambio de energía entre los gases de escape y el agua-vapor en una caldera de recuperación de calor.

En primer lugar, el approach point corresponde a la diferencia de temperaturas entre el agua a la salida del economizador y la temperatura de saturación del agua en el calderín. Como se ha visto anteriormente, esta diferencia de temperaturas es necesaria para evitar la evaporación del fluido en el economizador.

El pinch point representa la diferencia de temperaturas entre la perteneciente a los gases cuando finalizan el intercambio de calor en el evaporador y la temperatura del agua en el evaporador, es decir, la temperatura de saturación. Este parámetro es fundamental durante el diseño de la caldera de recuperación de calor debido a que cuanto menor sea el parámetro, mayor será la producción de vapor y mayor será el rendimiento ya que se aprovecha en mayor medida la energía residual de los gases de escape. Sin embargo, esta producción mayor de vapor supone una mayor área de intercambiador, es decir, un aumento del coste de fabricación de la caldera HRSG.

Por último, la diferencia de temperaturas en el superheat approach point, representa la diferencia de temperaturas entre el vapor sobrecalentado a la salida de la caldera y la temperatura de entrada de los gases de escape a la caldera. De igual forma que los parámetros anteriores, tiene una gran influencia en el rendimiento de la planta de generación de electricidad, y también en el coste de la caldera de recuperación de calor. Por lo tanto, estos parámetros son variables de diseño importantes, y deberá haber un equilibrio entre el rendimiento de la central y el coste de la instalación.

Como se ha comentado con anterioridad, existen calderas de recuperación de calor con postcombustión y sin postcombustión.

En primer lugar, las calderas sin postcombustión es el tipo más común de calderas empleadas en los ciclos combinados. Básicamente es un intercambiador de calor donde se transfiere el calor de los gases de escape al fluido agua-vapor mediante convección.

Por otro lado, las calderas de recuperación de calor con postcombustión, generalmente, llevan instalados quemadores en el conducto de entrada de los gases de escape. Esto permite que se pueda utilizar el exceso de aire existente en los gases de escape de la turbina, todo ello sin sobrepasar las temperaturas admisibles de los materiales. Estas calderas, como elemento de control y seguridad, llevan ensamblados atemperadores de agua pulverizada para controlar la temperatura.

También las calderas de recuperación de calor se pueden diferenciar, según su disposición y diseño, en horizontales y verticales.

- Caldera de recuperación de calor horizontal

La caldera horizontal es aquella en la cual los gases siguen una trayectoria horizontal a través de las etapas de sobrecalentamiento, recalentamiento, haces vaporizadores y economizador, hasta la posterior salida evacuación por la chimenea.

En estas calderas, los tubos donde se realiza la transferencia de calor están dispuestos verticalmente, aleteados y el proceso de cambio de fase se da por la circulación natural del fluido debido a la diferencia de densidades entre el agua de bajada y la mezcla de agua y vapor en el tramo de subida.

Los calderines y colectores se sitúan en la parte alta de la caldera, colgando de ellos los tubos verticales. Por lo tanto, no se necesita una estructura de soporte para el conjunto, siendo de esta forma la caldera más compacta y barata.

Sin embargo, debido a la construcción compacta, parte de los tubos de los haces vaporizadores resultan inaccesibles, de forma que su reparación se realiza accediendo a ellos desde ventanas abiertas en los colectores, dificultando el diseño de la caldera.

También se debe considerar el drenaje en la parte inferior de los tubos del recalentador y sobrecalentador, ya que, se puede atascar durante el arranque y las paradas impidiendo la circulación e incentivando las corrosiones producidas por el fluido estancado.

En la figura 31, se puede observar la disposición de los diferentes módulos de la caldera de geometría horizontal.

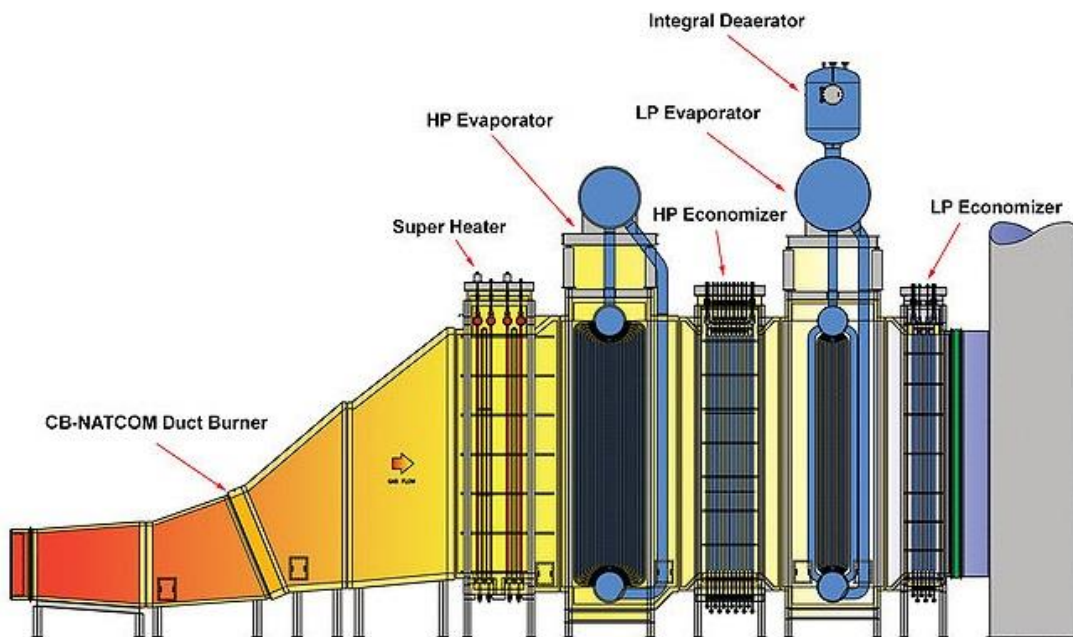


Figura 31. Caldera de recuperación sin postcombustión de geometría horizontal.

- Caldera de recuperación de calor vertical

Las calderas verticales tienen una disposición similar a las calderas convencionales. Este tipo de calderas consta de una estructura como soporte para los calderines y de dónde apoyan los haces de tubos horizontales.

En la figura 32, se muestra una caldera de recuperación de calor vertical donde se puede observar la colocación de los calderines y la disposición horizontal de los tubos.

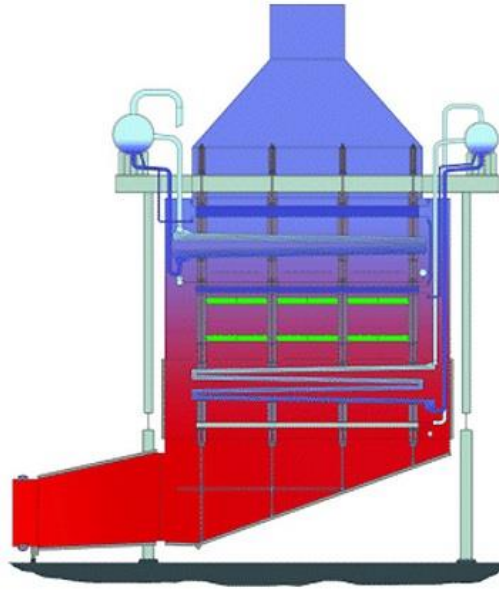


Figura 32. Caldera de recuperación sin postcombustión de geometría vertical.

Según su disposición, los tubos no están sometidos a tensiones térmicas tan marcadas, además, a diferencia de lo ocurrido en las calderas horizontales, son accesibles facilitando las inspecciones y el mantenimiento.

La circulación de los gases a lo largo de la caldera puede realizarse de diversos modos. Se puede distinguir entre circulación forzada, circulación asistida durante los arranques y circulación natural. Obviamente la tendencia es de diseñar las centrales con circulación natural debido al abaratamiento. La circulación natural implica elevar la posición de los calderines para conseguir ensalzar la diferencia de densidad entre la columna de agua de los tubos de bajada del colector y la de los tubos de salida del evaporador al calderín, y que ésta diferencia de densidad sea suficiente para conseguir la circulación a través de los tubos.

Para finalizar, una última clasificación según el número de veces que el agua atraviesa la caldera se pueden encontrar calderas clásicas o de un solo paso. Las calderas clásicas, son aquellas que tienen economizadores, evaporadores, sobrecalentadores, etc. para cada nivel de presión. Mientras que las calderas de un solo paso son aquellas en las que el agua atraviesa una sola vez la caldera y sale a la temperatura y presión deseadas. Estas calderas de un solo paso se conocen por sus siglas en inglés OTSG (One Time Steam Generator) y suelen ser empleadas para procesos industriales, aunque debido a sus ventajas tienen un futuro prometedor en la generación de vapor, de acuerdo con la referencia [26].

3.3. Funcionamiento de un calderín

El calderín es el elemento equipado en la caldera HRSG que se encarga de la separación entre vapor y agua, aunque también es un tanque de almacenamiento. Además, en él se realiza el tratamiento del agua para controlar la pureza del vapor.

El calderín opera en la zona de saturación del agua. Al calderín llega agua, o mezcla de agua y vapor, precalentada en los economizadores a una temperatura próxima a la de saturación. En el interior del calderín se produce la separación entre vapor saturado y líquido saturado. El vapor sale por la abertura superior y se dirige hacia el sobrecalentador, mientras que el agua líquida se recircula por la salida inferior a los haces vaporizadores donde cambia de fase y vuelve a entrar al calderín para volver a realizar el mismo proceso de forma cíclica.

Siguiendo la referencia [33], en la figura 33 se representa la disposición del calderín en una caldera recuperadora de calor, donde se puede observar las entradas y salidas del mismo, y los flujos de los diferentes componentes que le acompañan.

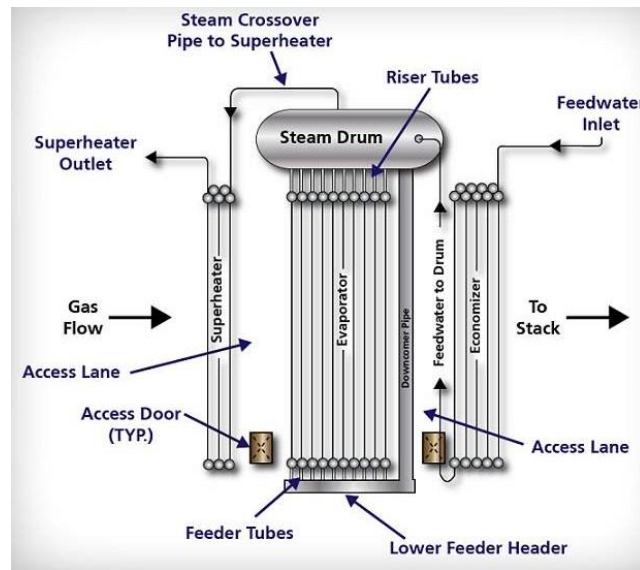


Figura 33. Disposición de un calderín en una caldera HRSG

El agua que entra al calderín proveniente del economizador suele estar a una temperatura ligeramente inferior a la temperatura de saturación, como se puede observar en la figura 30 (economizer approach temperature). Pero puede darse el caso de que llegue a la temperatura de saturación y siendo mezcla de agua y vapor, en este caso, el título de vapor no suele ser superior al 5-10%, debido a que un título superior provocaría fallos en los tubos debido al proceso de ebullición y exceso de temperatura.

La separación entre agua y vapor en el interior del calderín se realiza a través de una combinación entre el efecto de la gravedad y componentes mecánicos. La separación se basa en el mantenimiento de un nivel de agua determinado en el interior del calderín, de forma que siempre se garantice una superficie libre mínima para la separación de la mezcla, incluso en condiciones de operación diferentes a las de plena carga.

Esta separación se realiza en dos pasos, el desprendimiento principal se realiza mediante separación centrífuga donde se elimina prácticamente toda el agua de la mezcla. Sin embargo, el vapor resultante de la primera separación todavía contiene alguna partícula de agua líquida y, además, contaminantes sólidos que deben ser eliminados para que el

vapor sea lo más puro posible para su uso, evitando posibles deterioros de los tubos del sobrecalentador o de la turbina de vapor. Este acondicionamiento final del vapor se conoce como separación secundaria.

En la figura 34 [34], se pueden observar los diferentes componentes del calderín, donde destacan los elementos encargados de la separación del agua y vapor que se explicarán posteriormente.

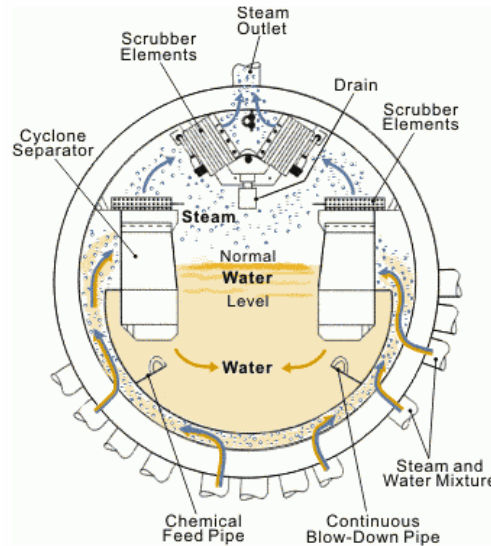


Figura 34. Sección del interior de un calderín

La separación principal o primaria se realiza con los separadores ciclónicos, los cuales son de forma cilíndrica. La mezcla de agua y vapor entra en el separador de forma tangencial, y posteriormente la fuerza centrífuga arrastra el agua hacia el exterior del cilindro debido a su mayor densidad. El agua pegada a la pared del cilindro forma una capa, mientras que el vapor tiende hacia el centro del cilindro y se eleva hacia la parte superior del calderín. El agua líquida libre de burbujas cae hacia la parte inferior del calderín, donde se encuentra la salida que alimenta los haces vaporizadores. El vapor, en el proceso de subida, pasa por unos depuradores corrugados donde se produce la separación secundaria.

La separación secundaria es necesaria para eliminar ciertas gotas y sólidos que la primera etapa de separación no es capaz de eliminar. Las placas corrugadas encargadas de la limpieza del vapor proporcionan una gran superficie para interceptar las partículas de agua a medida que el vapor atraviesa los depuradores. El vapor pasa por el conjunto de placas a una velocidad muy baja, impidiéndose de esta forma la reentrada de agua. El agua extraída del vapor se drena hasta la parte inferior del calderín donde se encuentra el resto del agua líquida.

El calderín está diseñado para que pueda funcionar como un depósito, permitiendo a la caldera acomodarse a las fluctuaciones causadas por la bomba de alimentación, cuando se produce un cambio de carga en la central. En otras palabras, el calderín es el elemento

que permite que una central de ciclo combinado trabaje en régimen transitorio, o con cargas diferentes a la nominal.

Además de separar entre líquido y vapor, los calderines se encargan del tratamiento interno del agua de la caldera mediante productos químicos y eliminando posibles partículas que puedan dañar los componentes del HRSG o de la turbina de vapor.

Por último, disponen de indicadores de nivel y conexiones para realizarlo de forma remota, y otros instrumentos de control. Cada calderín también contiene válvulas de seguridad de alivio de presión, las cuales permiten regular la presión del calderín. Esta posibilidad de aliviar presión permite que en el caso de que la mezcla entrante al calderín tenga una temperatura superior a la deseada, bajando la presión del vapor a la entrada del evaporador, bajará la temperatura del fluido ya que se encuentra a la temperatura de saturación.

3.4. Refrigeración de la turbina de gas

La temperatura de entrada a la turbina de gas es un parámetro fundamental y que tiene una gran importancia en relación con la cantidad de potencia generada y el rendimiento del ciclo combinado [27].

Las temperaturas a la salida de la cámara de combustión fluctúan sobre 1400 °C. Sin embargo, las mejoras del rendimiento del ciclo combinado por el método de aumentar la temperatura de entrada en la turbina presentan ciertas limitaciones.

En primer lugar, la resistencia a la fatiga térmica y a la oxidación de los materiales de la cámara de combustión y de las primeras etapas de la turbina de gas. Estos materiales son fundiciones con una capa protectora cerámica que les protege aproximadamente de unos 50°C. También, aumentando la temperatura de entrada en la turbina, se dificulta su refrigeración con aire y que ésta sea homogénea. Por último, aumenta la posibilidad de que los gases arrastren pequeñas partículas de óxido que bloquean la salida del aire de refrigeración, provocando diferencias térmicas que pueden causar fatiga térmica.

La mejora del rendimiento de la central puede conseguirse incrementando la relación de compresión, lo cual implica un aumento de la temperatura media en la cámara de combustión y, por tanto, exigiendo mejoras en el sistema de refrigeración de la turbina de gas.

Para controlar la temperatura en el interior de la turbina y proteger los álabes de posibles daños durante la operación se emplean sistemas de refrigeración. Existen diferentes tipos de refrigeración, empleando aire frío proveniente del compresor, vapor a una temperatura relativamente baja, e incluso la combinación de ambos.

La refrigeración de los álabes de la turbina mediante aire se realiza extrayendo aire del compresor a una presión suficiente, e introduciéndolo en la turbina para la refrigeración.

De acuerdo con la referencia [35], la refrigeración de los álabes mediante aire puede realizarse tanto de forma interna, pasando el aire frío por el interior del álabe y refrigerándolo, como de forma externa, creando una capa protectora en la superficie del álabe que no solo protege la zona de inyección del refrigerante, sino que también protege la sección aguas abajo del álabe.

La refrigeración con aire se puede combinar, empleando tanto refrigeración interna como externa, como se observa en la figura 35, donde se emplea aire procedente del compresor a una temperatura no demasiado baja para evitar el choque térmico.

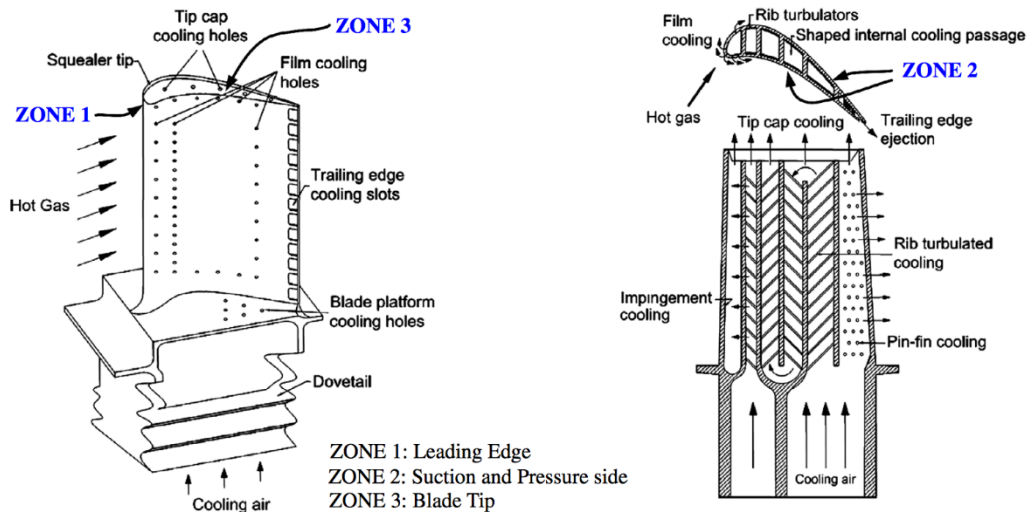


Figura 35. Refrigeración de los álabes de una turbina de gas mediante aire

En la figura se aprecia una de las técnicas comúnmente empleadas para los álabes de la primera etapa de la turbina, en la cual se observan tres diferentes zonas cuando se refrigera el álabe: la zona 1 situada en el borde de ataque del álabe; la zona 2 dispuesta en las caras de presión y succión del álabe; y la zona 3 ubicada en la salida de la pala.

El borde de ataque se enfría tanto por refrigeración por impacto, que se basa en el enfriamiento de forma brusca del álabe mediante el lanzamiento de aire contra la pared que se desea refrigerar, como por la capa (film cooling) protectora formada en el perímetro del álabe.

La zona 2 se refrigera por el aire turbulento que se ha desprendido de la capa protectora. Mientras que en la zona 3 se suelen emplear aletas para la refrigeración debido a la escasez de espacio.

Los orificios que se observan en la figura en las zonas de refrigeración 1, 2, y 3 son las salidas del aire de refrigeración que forma una delgada capa a lo largo de la superficie exterior del álabe que lo protege de la transferencia de calor. Además de la capa de aire formada, los álabes disponen de un recubrimiento cerámico que disminuye dicha transferencia de calor.

Otra posibilidad de refrigeración de los primeros escalones de la turbina de gas es la utilización de vapor. Esta refrigeración permite elevar la temperatura en la cámara de combustión hasta los 1500 °C, a la vez que se mantiene, e incluso se eleva, la vida útil de los componentes enfriados. El vapor a una temperatura similar a la del aire de refrigeración de métodos como el anterior, proporciona un calor específico dos veces superior, permitiendo reducir el espesor de los álabes al verse degradado los esfuerzos térmicos a soportar.

Por último, otro método para aumentar la potencia y el rendimiento de los ciclos combinados es la combinación de refrigeración con aire y vapor de la turbina de gas. Este método de refrigeración de la turbina de gas, tal y como se explica en la referencia bibliográfica [1], se puede encontrar en ciclos comerciales tales como el 107H y 109H de General Electric y el M501H de Mitsubishi Heavy Industries. En la siguiente figura, se puede apreciar el esquema de la instalación, donde parte del aire es tomado durante la compresión para refrigerar la turbina de gas, y el vapor a la salida de la turbina de alta presión, se emplea para el enfriamiento de los álabes de la turbina de gas.

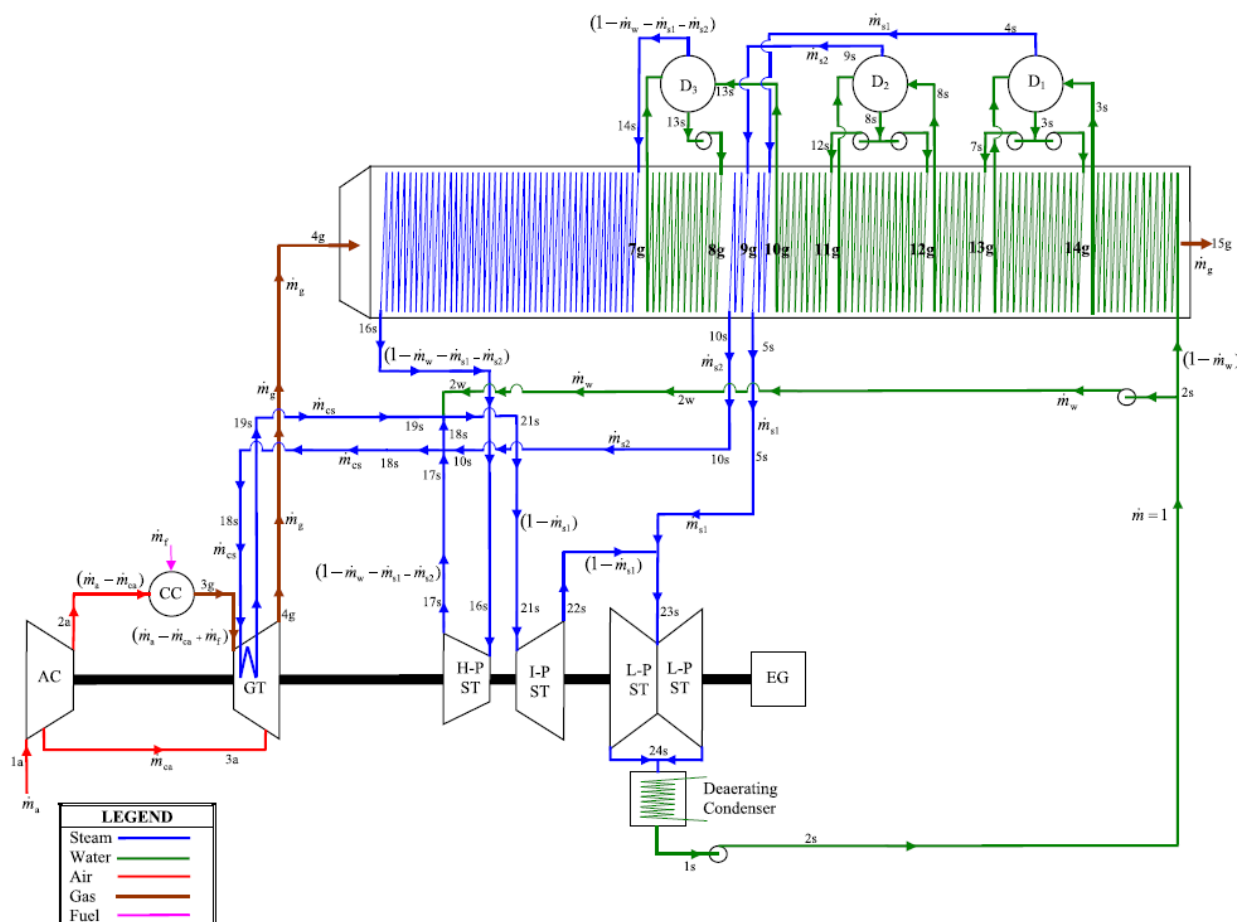


Figura 36. Esquema de un ciclo combinado con tres niveles de presión y con refrigeración de la turbina de gas mediante aire y vapor (M501H MHI)

En estos ciclos comentados se encuentran dos etapas en la turbina de gas, una refrigerada y otra sin refrigerar. La etapa de refrigeración se puede dividir a su vez en dos tramos. El primer tramo es el perteneciente a la refrigeración con vapor y supone dos tercios de la etapa de refrigeración. El enfriamiento con vapor se realiza usando un circuito cerrado, es decir, no se produce la mezcla entre el vapor y el gas. Por lo tanto, no aparecerán partículas de agua o vapor en el interior de la turbina de gas que puedan provocar daños en los álabes. El segundo tramo de refrigeración es el perteneciente al enfriamiento con el aire procedente del compresor. En este caso, la refrigeración se produce con un circuito abierto, es decir, sí que se produce la mezcla entre el gas y el aire suponiendo una ligera pérdida de presión y temperatura durante la mezcla. Y posteriormente, se encuentra la etapa de la turbina sin refrigeración donde el gas culmina su expansión.

En comparación con las turbinas de gas refrigeradas únicamente con aire, estas turbinas emplean una cantidad de aire de refrigeración mucho menor. Esto reduce las irreversibilidades y pérdidas de presión producidas durante la mezcla entre el gas y el aire de enfriamiento, y permite disponer de una mayor cantidad de aire en el proceso de combustión, generando de esta forma mayor potencia en la turbina.

Además, la caída de temperatura resultante de la mezcla entre gas y aire es eliminada en la refrigeración con vapor. Entonces, la temperatura a la salida de la turbina de gas es mayor que para la refrigeración con aire, operando con la misma temperatura de entrada a la turbina y relación de compresión. Asimismo, para la misma temperatura de entrada y un nivel similar en la temperatura de salida, la turbina de gas refrigerada con aire y vapor presenta una relación de compresión superior a la que entrega la turbina refrigerada con aire.

Como ya se ha comentado, el enfriamiento con vapor de las palas de la turbina usando un flujo por el interior de los álabes, supone que no se mezcle con el gas. Sin embargo, el enfriamiento de los álabes mediante la capa (film cooling) de aire, conlleva la mezcla entre gas y aire. La principal consecuencia es que la temperatura de llama puede ser 100°C, e incluso más, superior a la alcanzable en una turbina de gas refrigerada únicamente por aire. La expansión del gas a una temperatura media superior implica un aumento de la potencia específica.

Según estudios realizados sobre las centrales expuestas con anterioridad, éstas consiguen un aumento del 10% en la potencia generada y hasta un 2% en el rendimiento del ciclo. Además, la carga del HRSG es menor que para la operación con la turbina de gas refrigerada con aire.

El flujo de vapor necesario para la refrigeración de la turbina de gas dependerá de la relación de compresión, además de la temperatura de entrada en la turbina y las condiciones del vapor en el comienzo de la refrigeración.

4. Descripción detallada del ciclo combinado de estudio

La central de ciclo combinado que se va a estudiar y modelizar mediante un código numérico es un ciclo combinado de tres niveles de presión con recalentamiento. El ciclo combinado es el comentado anteriormente, desarrollado por General Electric y expuesto por A.M. Bassily en 2012, acorde con la referencia bibliográfica [1], 107H Regular Cycle. Dicho ciclo representa el presente y futuro de los ciclos combinados con tres niveles de presión y recalentamiento.

El esquema de la instalación es el mostrado en la figura 37, donde se puede observar tanto el ciclo de Brayton como el de Rankine, así como todos los componentes de la caldera de recuperación y las diferentes etapas por las que pasan los gases de escape y el vapor.

El funcionamiento del ciclo es el siguiente. En primer lugar, en el ciclo de gas, el aire entra en condiciones ambientales al compresor (1a) donde incrementa su presión (2a) y posteriormente se introduce en la cámara de combustión donde se realiza la quema del combustible, elevando la temperatura. Los gases producidos en la combustión (3g) se introducen en la turbina de gas donde se expandirán, produciendo potencia útil. Los gases a la salida de la turbina de gas (4g) pasarán a la caldera de recuperación de calor, para el aprovechamiento de su calor residual evaporando agua en el ciclo de vapor.

En cuanto al ciclo de vapor, comenzando por el condensador, el agua a la salida de él (1s) aumenta su presión en una bomba (2s), y se introduce en la caldera de recuperación de calor. Esta agua de alimentación entra en el economizador de baja presión donde eleva su temperatura (3s) hasta un valor cercano o similar a la temperatura de saturación. El flujo saliente del economizador de baja presión alimenta el calderín de baja presión (D1), donde se produce la separación entre líquido saturado y vapor saturado. En dicho calderín se realiza el sangrado ms1 que pasa por los haces vaporizadores y posteriormente, sale como vapor saturado del calderín (4s) y pasará al sobrecalentamiento de baja presión donde aumenta su temperatura (5s) para poder ser introducido en la turbina de vapor del nivel de baja presión.

Por otro lado, el resto del caudal presente en el calderín de baja presión, y que se encuentra en condiciones de líquido saturado, aumenta su presión hasta la presente en el nivel intermedio (7s) y, a continuación, aumenta su temperatura en el economizador de presión intermedia (8s) y se introduce en el calderín de dicho nivel (D2).

De igual forma que en el calderín del nivel inferior de presión, se produce la separación entre vapor saturado y líquido saturado. Se realiza el sangrado ms2 que cambia de fase en el evaporador, vuelve al calderín, y posteriormente, sale de él (9s) y se dirige al sobrecalentador de media presión donde aumenta su temperatura (10s). El caudal restante de líquido saturado pasa por una bomba para aumentar la presión hasta la del nivel superior (12s) y aumenta su temperatura en el economizador de alta presión (13s) para entrar en el calderín del nivel de alta (D3).

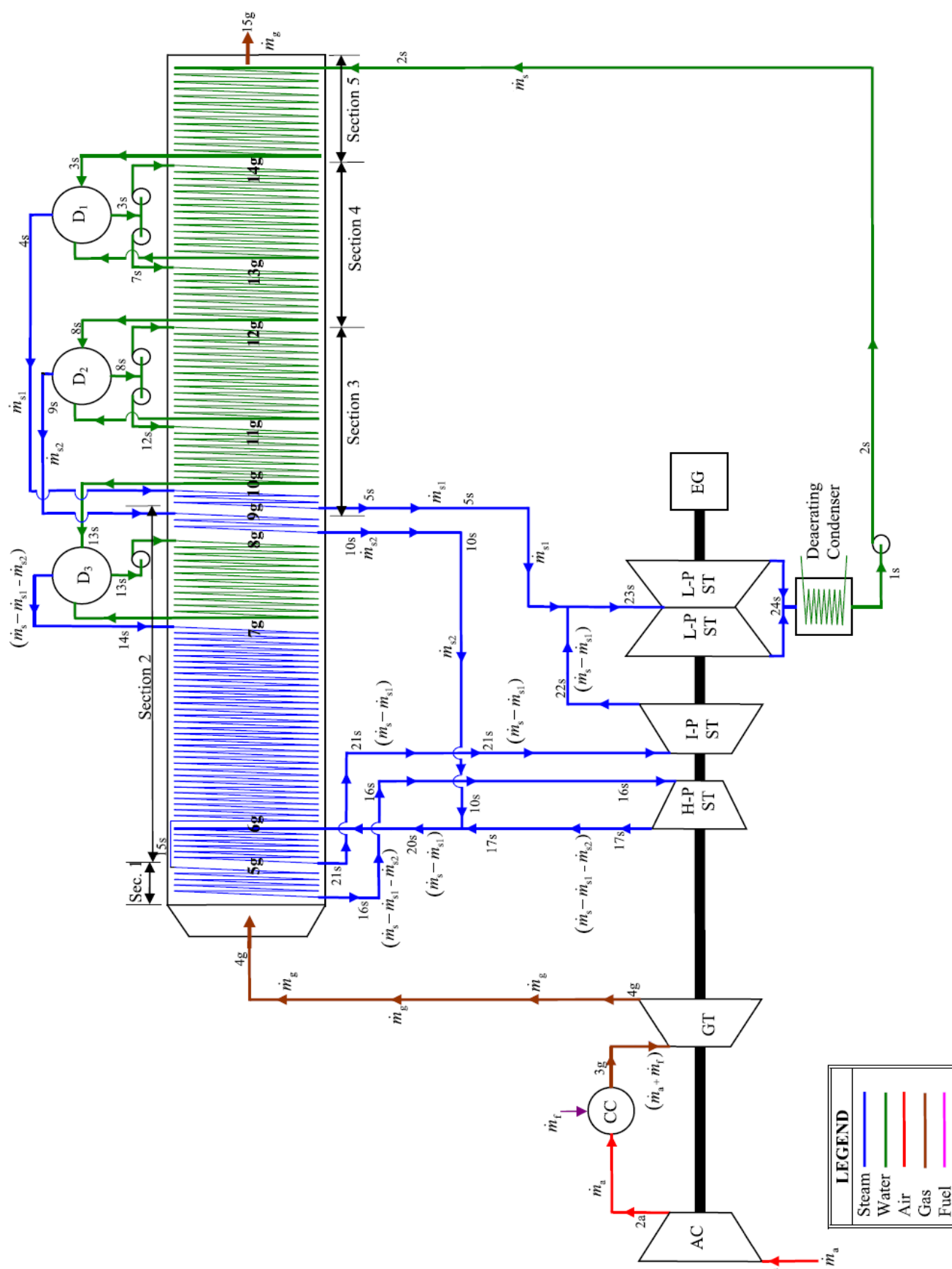


Figura 37. Esquema de la central de ciclo combinado a estudiar. Central de ciclo combinado de tres niveles de presión con recalentamiento (107H Regular Cycle)

En el calderín de alta presión se separa el líquido del vapor, y el agua líquida, de igual forma que en el resto de niveles presión, se evapora en los haces vaporizadores y vuelve al interior del calderín. El vapor saturado se extrae del calderín (14s) y aumenta su temperatura en el sobrecalentador de alta presión (15s).

Posteriormente, se produce un calentamiento extra que se denominará superheat para evitar la confusión con el resto de calentamientos. En dicho superheat se aprovecha la elevada temperatura de entrada de los gases de escape en la caldera HRSG para sobrecalentar el vapor de alta presión y aumentar la potencia desarrollada en la turbina. Por lo tanto, el vapor sale a gran temperatura del HRSG (16s) y listo para expandirse en la turbina de alta presión.

El vapor a la salida de la turbina de alta presión (17s) se mezcla con el procedente del sobrecalentamiento del nivel de presión intermedia (10s) los cuales se encuentran a una presión similar. El resultado de esta mezcla (20s) se recalienta en la caldera recuperadora de calor, saliendo de ella (21s) y dirigiéndose a la turbina de presión intermedia. Este recalentamiento se denominará reheat.

La salida de la turbina de vapor del nivel intermedio de presión (22s) se mezcla con el vapor proveniente del sobrecalentamiento de baja presión (5s), los cuales se encuentran a la misma presión. El resultado de la mezcla (23s) se introduce en la turbina de baja presión, y la mezcla de agua y vapor a la salida (24s), la cual debe ser controlada para que no supere la humedad o título de vapor máximo admisible de la turbina, entra en el condensador donde cambiará de fase, y comienza de nuevo el ciclo termodinámico.

4.1. Ecuaciones y balances de energía

En primer lugar, se expondrán las ecuaciones pertenecientes al ciclo de gas, indicándolas componente por componente. Posteriormente, de igual forma que con el ciclo de gas, se desarrollarán las ecuaciones y balances de energía del ciclo de vapor. Y, por último, se plantearán los balances de energía en la caldera recuperadora de calor entre el agua-vapor y los gases de escape, además de las diferencias de temperatura de los pinch points, de las diferentes secciones de la caldera.

4.1.1. Ciclo de gas

- Compresor

$$T_{1a} = T_{amb} \quad (19)$$

$$P_{1a} = P_{amb} \quad (20)$$

$$r_{com} = \frac{P_{2a}}{P_{1a}} \quad (21)$$

El rendimiento isoentrópico del compresor viene dado en función del rendimiento de la etapa politrópica del compresor ($\eta_{\infty com}$):

$$\eta_{com} = \frac{r_{com}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{r_{com}^{\frac{\gamma-1}{\gamma \cdot \eta_{\infty com}}} - 1} \quad (22)$$

Por otro lado, el rendimiento isoentrópico del compresor se define como el cociente entre la diferencia de temperaturas en el proceso isoentrópico y la diferencia de temperaturas en el proceso real:

$$\eta_{com} = \frac{T_{2a}^{iso} - T_{1a}}{T_{2a} - T_{1a}} \quad (23)$$

Asimismo, para obtener la temperatura a la salida del compresor en el proceso isoentrópico se puede recurrir a la expresión (9), obteniendo:

$$\frac{T_{2a}^{iso}}{T_{1a}} = r_{com}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (24)$$

Empleando las expresiones 23 y 24 se obtiene la expresión de la temperatura a la salida del compresor:

$$T_{2a} = T_{1a} \cdot \left(1 + \frac{1}{\eta_{com}} \cdot \left(r_{com}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right) \quad (25)$$

Una vez conocida la temperatura a la salida del compresor, se puede obtener la potencia consumida en dicho componente:

$$\dot{W}_{com} = \dot{m}_a \cdot C p_a \cdot (T_{2a} - T_{1a}) \quad (26)$$

- Cámara de combustión

$$P_{3g} = P_{2a} \cdot (1 - \delta P_{cc}) \quad (27)$$

$$T_{3g} = TIT \quad (28)$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_f \quad (29)$$

El balance de energía en la cámara de combustión es:

$$\dot{m}_a \cdot C p_a \cdot T_{2a} + \dot{m}_f \cdot PCI_{met} \cdot \eta_{cc} = \dot{m}_g \cdot C p_g \cdot T_{3g} \quad (30)$$

Donde se puede calcular el gasto másico necesario de combustible, además de la potencia térmica producida durante la combustión.

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_a \cdot (Cp_a \cdot T_{2a} - Cp_g \cdot T_{3g})}{Cp_g \cdot T_{3g} - PCI_{met} \cdot \eta_{cc}} \quad (31)$$

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m}_f \cdot PCI_{met} \cdot \eta_{cc} \quad (32)$$

- Turbina de gas

$$P_{4g} = P_{amb} \quad (33)$$

El rendimiento isoentrópico de la turbina de gas se define como:

$$\eta_{GT_{iso}} = \frac{T_{3g} - T_{4g}}{T_{3g} - T_{4g}^{iso}} \quad (34)$$

Combinando la ecuación anterior y la expresión 9 para un proceso de expansión o compresión isoentrópica, se puede obtener la siguiente expresión para calcular la temperatura a la salida de la turbina de gas:

$$T_{4g} = T_{3g} \cdot \left[1 - \eta_{GT_{iso}} \cdot \left(1 - \left(\frac{P_{3g}}{P_{4g}} \right)^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}} \right) \right] \quad (35)$$

Conociendo tanto la temperatura de entrada como de salida de la turbina de gas, la potencia útil generada será:

$$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_g \cdot Cp_g \cdot (T_{3g} - T_{4g}) \quad (36)$$

4.1.2. Ciclo de vapor

- Condensador

Las condiciones a la salida del condensador, teniendo en cuenta que el fluido sale como líquido saturado, son las siguientes:

$$P_{cond} = P_{1s} = P_{24s} \quad (37)$$

$$h_{1s} = h_{líq_{sat}}(P_{1s}) \quad (38)$$

$$T_{1s} = T_{líq_{sat}}(P_{1s}) \quad (39)$$

- Bomba 1 ($1_s \rightarrow 2_s$)

El aumento de temperatura en las bombas es inapreciable debido a la cercanía entre las diferentes líneas de presión en las zonas de líquido saturado y líquido subenfriado del diagrama T-s del agua.

$$T_{2s} \approx T_{1s} \quad (40)$$

La presión necesaria a la salida de la bomba se puede calcular a partir de la presión del calderín de baja presión y la caída de presión en el economizador.

$$P_{3s} = P_{2s} \cdot (1 - \delta P_{econ}) \quad (41)$$

Una vez conocidas la temperatura y presión se calcula la entalpía específica, y posteriormente la potencia consumida.

$$h_{2s} = h(T_{2s}, P_{2s}) \quad (42)$$

$$\dot{W}_{pump_1} = \frac{\dot{m}_s \cdot (h_{2s} - h_{1s})}{\eta_{pump}} \quad (43)$$

- Calderín de baja presión (Drum 1)

La presión y temperatura de las dos salidas del calderín, tanto la de vapor saturado como la de líquido saturado, se encuentran a la misma presión y temperatura ya que se está produciendo el cambio de fase.

$$P_{seD_1} = P_{3s} = P_{4s} \quad (44)$$

$$T_{3s} = T_{4s} = T_{sat}(P_{seD_1}) \quad (45)$$

$$\chi_{3s} = 0 ; \chi_{4s} = 1 \quad (46)$$

$$h_{3s} = h(P_{3s}, \chi_{3s}) ; h_{4s} = h(P_{4s}, \chi_{4s}) \quad (47)$$

$$\dot{m}_{s1} = p_{ms1} \cdot \dot{m}_s \quad (48)$$

- Bomba 2 ($3_s \rightarrow 7_s$)

$$T_{7s} \approx T_{3s} \quad (49)$$

$$P_{8s} = P_{7s} \cdot (1 - \delta P_{econ}) \quad (50)$$

$$h_{7s} = h(T_{7s}, P_{7s}) \quad (51)$$

$$\dot{W}_{pump_2} = \frac{(\dot{m}_s - \dot{m}_{s1}) \cdot (h_{7s} - h_{3s})}{\eta_{pump}} \quad (52)$$

- Calderín de presión intermedia (Drum 2)

$$P_{seD_2} = P_{8s} = P_{9s} \quad (53)$$

$$T_{8s} = T_{9s} = T_{sat}(P_{seD_2}) \quad (54)$$

$$\chi_{8s} = 0 ; \chi_{9s} = 1 \quad (55)$$

$$h_{8s} = h(P_{8s}, \chi_{8s}) ; h_{9s} = h(P_{9s}, \chi_{9s}) \quad (56)$$

$$\dot{m}_{s2} = p_{ms2} \cdot \dot{m}_s \quad (57)$$

- Bomba 3 ($8_s \rightarrow 12_s$)

$$T_{12s} \approx T_{8s} \quad (58)$$

$$P_{13s} = P_{12s} \cdot (1 - \delta P_{econ}) \quad (59)$$

$$h_{12s} = h(T_{12s}, P_{12s}) \quad (60)$$

$$\dot{W}_{pump_3} = \frac{(\dot{m}_s - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2}) \cdot (h_{12s} - h_{8s})}{\eta_{pump}} \quad (61)$$

- Calderín de alta presión (Drum 3)

$$P_{seD_3} = P_{13s} = P_{14s} \quad (62)$$

$$T_{13s} = T_{14s} = T_{sat}(P_{seD_3}) \quad (63)$$

$$\chi_{13s} = 0 ; \chi_{14s} = 1 \quad (64)$$

$$h_{13s} = h(P_{13s}, \chi_{13s}) ; h_{14s} = h(P_{14s}, \chi_{14s}) \quad (65)$$

- Turbina de vapor de alta presión (HPST) ($16_s \rightarrow 17_s$)

En primer lugar, la presión del vapor a la salida del sobrecalentamiento de alta presión es:

$$P_{15s} = P_{14s} \quad (66)$$

Las condiciones del vapor a la salida del superheat y previas a la expansión en la turbina de alta presión son:

$$P_{16s} = P_{15s} \cdot (1 - \delta P_{superheat}) \quad (67)$$

$$h_{16s} = h(P_{16s}, T_{16s}) \quad (68)$$

Se define la relación de presión en la turbina de vapor de alta presión como α , la cual será una de las variables de optimización del ciclo.

$$\alpha = \frac{P_{17s}}{P_{16s}} \quad (69)$$

Para calcular la entalpía a la salida de la turbina, se empleará el rendimiento isoentrópico de la turbina de vapor de alta presión.

$$s_{16s} = s(P_{16s}, T_{16s}) = s_{17s}^{iso} \quad (70)$$

$$h_{17s}^{iso} = h(s_{17s}^{iso}, P_{17s}) \quad (71)$$

$$\eta_{HPST} = \frac{h_{16s} - h_{17s}}{h_{16s} - h_{17s}^{iso}} \rightarrow h_{17s} = h_{16s} - \eta_{HPST} \cdot (h_{16s} - h_{17s}^{iso}) \quad (72)$$

$$\chi_{17s} = \chi(P_{17s}, h_{17s}) \quad (73)$$

La potencia generada en la turbina de alta presión será:

$$\dot{W}_{HPST} = (\dot{m}_s - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2}) \cdot (h_{16s} - h_{17s}) \quad (74)$$

- Mixer de presión intermedia ($17_s + 10_s \rightarrow 20_s$)

La salida de la turbina de alta presión (17s) se mezcla con el vapor sobrecalentado de presión intermedia (10s), los cuales se encuentran a la misma presión. Posteriormente, la mezcla se introduce en la caldera dónde se recalienta y después expande en la turbina de presión intermedia.

$$P_{10s} = P_{9s} \quad (75)$$

$$h_{10s} = h(P_{10s}, T_{10s}) \quad (76)$$

El balance de energía será:

$$(\dot{m}_s - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2}) \cdot h_{17s} + \dot{m}_{s2} \cdot h_{10s} = (\dot{m}_s - \dot{m}_{s1}) \cdot h_{20s} \quad (77)$$

$$P_{20s} = P_{10s} = P_{17s} \quad (78)$$

$$T_{20s} = T(P_{20s}, h_{20s}) \quad (79)$$

- Turbina de vapor de presión intermedia (IPST) ($21_s \rightarrow 22_s$)

Las condiciones de salida del reheat y, por tanto, condiciones de entrada a la turbina de presión intermedia son:

$$P_{21s} = P_{20s} \cdot (1 - \delta P_{reheat}) \quad (80)$$

$$h_{21s} = h(P_{21s}, T_{21s}) \quad (81)$$

De igual forma que para la turbina de vapor de alta presión, la entalpía a la salida de la turbina de presión intermedia se calculará recurriendo al rendimiento isoentrópico de la turbina.

$$s_{21s} = s(P_{21s}, T_{21s}) = s_{22s}^{iso} \quad (82)$$

La presión a la salida del sobrecalentador de baja presión (5s), y la salida de la turbina de presión intermedia (22s) se encuentran a la misma presión, ya que, se mezclarán las corrientes posteriormente (23s).

$$P_{5s} = P_{4s} \quad (83)$$

$$P_{22s} = P_{5s} = P_{23s} \quad (84)$$

Entonces, la entalpía a la salida de la turbina será:

$$h_{22s}^{iso} = h(s_{22s}^{iso}, P_{22s}) \quad (85)$$

$$\eta_{IPST} = \frac{h_{21s} - h_{22s}}{h_{21s} - h_{22s}^{iso}} \rightarrow h_{22s} = h_{21s} - \eta_{IPST} \cdot (h_{21s} - h_{22s}^{iso}) \quad (86)$$

$$\chi_{22s} = \chi(P_{22s}, h_{22s}) \quad (87)$$

Finalmente, la potencia útil generada en la turbina de vapor de presión intermedia es:

$$\dot{W}_{IPST} = (\dot{m}_s - \dot{m}_{s1}) \cdot (h_{21s} - h_{22s}) \quad (88)$$

- Mixer de baja presión ($22_s + 5_s \rightarrow 23_s$)

Como se ha comentado anteriormente, la salida de la turbina de presión intermedia se mezcla con el vapor sobrecalentado del sangrado del calderín de baja presión. La entalpía del flujo resultante de la mezcla se calcula con el siguiente balance de energía:

$$h_{5s} = h(P_{5s}, T_{5s}) \quad (89)$$

$$(\dot{m}_s - \dot{m}_{s1}) \cdot h_{22s} + \dot{m}_{s1} \cdot h_{5s} = \dot{m}_s \cdot h_{23s} \quad (90)$$

- Turbina de vapor de baja presión (LPST) ($23_s \rightarrow 24_s$)

La mezcla resultante del mixer anterior se introduce en la turbina de vapor de baja presión donde sale a la misma presión que el condensador. De igual forma que en las otras etapas de la turbina de vapor, para calcular la entalpía a la salida de la turbina y la potencia producida, se debe recurrir al rendimiento isoentrópico de la turbina de vapor.

$$s_{23s} = s(P_{23s}, h_{23s}) = s_{24s}^{iso} \quad (91)$$

$$h_{24s}^{iso} = h(s_{24s}^{iso}, P_{24s}) \quad (92)$$

$$\eta_{LPST} = \frac{h_{23s} - h_{24s}}{h_{23s} - h_{24s}^{iso}} \rightarrow h_{24s} = h_{23s} - \eta_{LPST} \cdot (h_{23s} - h_{24s}^{iso}) \quad (93)$$

$$\chi_{24s} = \chi(P_{24s}, h_{24s}) \quad (94)$$

$$\dot{W}_{LPST} = \dot{m}_s \cdot (h_{23s} - h_{24s}) \quad (95)$$

4.1.3. HRSG

A continuación, se desarrollarán los balances de energía en las diferentes secciones de la caldera recuperadora de calor entre los gases de escape y el agua-vapor.

- Sección 1:

- Superheat approach

$$h_{15s} = h(P_{15s}, T_{15s}) \quad (96)$$

$$\dot{m}_g \cdot Cp_g \cdot (T_{4g} - T_{5g}) = (\dot{m}_s - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2}) \cdot (h_{16s} - h_{15s}) \quad (97)$$

- Sección 2:

- Reheat

$$\dot{m}_g \cdot Cp_g \cdot (T_{5g} - T_{6g}) = (\dot{m}_s - \dot{m}_{s1}) \cdot (h_{21s} - h_{20s}) \quad (98)$$

- Sobrecalentador de alta presión

$$\dot{m}_g \cdot Cp_g \cdot (T_{6g} - T_{7g}) = (\dot{m}_s - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2}) \cdot (h_{15s} - h_{14s}) \quad (99)$$

- Evaporador de alta presión

$$\dot{m}_g \cdot Cp_g \cdot (T_{7g} - T_{8g}) = (\dot{m}_s - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2}) \cdot (h_{14s} - h_{13s}) \quad (100)$$

- Sobrecalentador de presión intermedia

$$\dot{m}_g \cdot Cp_g \cdot (T_{8g} - T_{9g}) = \dot{m}_{s2} \cdot (h_{10s} - h_{9s}) \quad (101)$$

- Sobrecalentador de baja presión

$$\dot{m}_g \cdot Cp_g \cdot (T_{9g} - T_{10g}) = \dot{m}_{s1} \cdot (h_{5s} - h_{4s}) \quad (102)$$

- Sección 3:

- Economizador de alta presión

$$\dot{m}_g \cdot Cp_g \cdot (T_{10g} - T_{11g}) = (\dot{m}_s - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2}) \cdot (h_{13s} - h_{12s}) \quad (103)$$

- Evaporador de presión intermedia

$$\dot{m}_g \cdot C p_g \cdot (T_{11g} - T_{12g}) = \dot{m}_{s2} \cdot (h_{9s} - h_{8s}) \quad (104)$$

- Sección 4:

- Economizador de presión intermedia

$$\dot{m}_g \cdot C p_g \cdot (T_{12g} - T_{13g}) = (\dot{m}_s - \dot{m}_{s1}) \cdot (h_{8s} - h_{7s}) \quad (105)$$

- Evaporador de baja presión

$$\dot{m}_g \cdot C p_g \cdot (T_{13g} - T_{14g}) = \dot{m}_{s1} \cdot (h_{4s} - h_{3s}) \quad (106)$$

- Sección 5:

- Economizador de baja presión

$$\dot{m}_g \cdot C p_g \cdot (T_{14g} - T_{15g}) = \dot{m}_s \cdot (h_{3s} - h_{2s}) \quad (107)$$

Una vez conocidas las temperaturas del gas a lo largo de la caldera recuperadora de calor, además de la temperatura del vapor en los diferentes puntos, se pueden definir las diferencias de temperaturas en los pinch points y la diferencia de temperaturas en el superheat approach:

$$\delta T_{sup} = T_{4g} - T_{16s} \quad (108)$$

$$\delta T_{pp_1} = T_{5g} - T_{21s} \quad (109)$$

$$\delta T_{pp_2} = T_{10g} - T_{13s} \quad (110)$$

$$\delta T_{pp_3} = T_{12g} - T_{8s} \quad (111)$$

$$\delta T_{pp_4} = T_{14g} - T_{3s} \quad (112)$$

4.1.4. Rendimiento del ciclo combinado

Por último, la expresión del rendimiento global del ciclo combinado es la siguiente:

$$\eta_{ccycle} = \frac{\dot{W}_{GT} + \dot{W}_{HPST} + \dot{W}_{IPST} + \dot{W}_{LPST} - \dot{W}_{com} - \dot{W}_{pump_1} - \dot{W}_{pump_2} - \dot{W}_{pump_3}}{\dot{Q}_{cc}} \quad (113)$$

4.2. Datos e hipótesis

Los datos e hipótesis que se han considerado para la optimización del ciclo combinado expuesto son los mostrados en la siguiente tabla.

<i>Variable</i>	<i>Valor</i>	<i>Descripción</i>
T_{amb}	288	Temperatura ambiente [K]
P_{amb}	101,3	Presión ambiental [kPa]
η_{cc}	99,1	Rendimiento de la combustión (%)
η_{HPST}	90	Rendimiento isoentrópico de la turbina de vapor de alta presión (%)
η_{IPST}	92	Rendimiento isoentrópico de la turbina de vapor de presión intermedia (%)
η_{LPST}	92	Rendimiento isoentrópico de la turbina de vapor de baja presión (%)
η_{pump}	85	Rendimiento isoentrópico de las bombas (%)
$\eta_{\infty com}$	92,4	Rendimiento de la etapa politrópica del compresor (%)
$\eta_{GT_{iso}}$	92,7	Rendimiento isoentrópico de la turbina de gas (%)
δP_{cc}	3	Caída de presión en la cámara de combustión (%)
δP_{econ}	25	Caída de presión en los economizadores (%)
$\delta P_{superheat}$	8	Caída de presión en el superheat (%)
δP_{reheat}	8	Caída de presión en el reheat (%)
PCI_{met}	50,016	Poder calorífico inferior del metano [MJ/kg]
Cp_g	1270	Capacidad calorífica específica a presión constante del gas [J/kgK]
γ_g	1,28	Coeficiente de dilatación adiabático del gas [-]
Cp_a	1006	Calor específico a presión constante del aire [J/kgK]
Cv_a	717	Calor específico a volumen constante del aire [J/kgK]
P_{cond}	4	Presión en el condensador [kPa]
P_{seD_1}	215,7	Presión de saturación del calderín de baja presión (Drum 1) [kPa]
P_{seD_3}	16,5	Presión de saturación del calderín de alta presión (Drum 3) [MPa]
T_{5s}	550	Temperatura a la salida del sobrecalentamiento de baja presión [K]

Tabla 2. Datos e hipótesis considerados para la optimización del ciclo

Cabe destacar que también se han considerado demás consideraciones no incluidas en la tabla anterior.

En primer lugar, el combustible empleado en los diferentes cálculos es el metano. Además, el gas resultante de la combustión se considerará CO_2 al completo, y las propiedades de éste se han obtenido para una temperatura media de 1150K, empleando las referencias bibliográficas [36] y [37].

Por otro lado, las propiedades del aire se han obtenido de acuerdo con la referencia [38] y, tomando los valores para las condiciones ambientales definidas anteriormente.

También se debe tener en cuenta las condiciones del fluido agua-vapor a la entrada y salida de diferentes componentes como el condensador, donde el agua a la salida se encuentra en condiciones de líquido saturado.

Asimismo, las salidas de los calderines, tanto el líquido que se dirige al evaporador, como el vapor que sale por la parte superior del calderín y se dirige al sobrecalentamiento, salen del calderín en condiciones de saturación.

Las pérdidas de calor y presión en las tuberías y en toda la red, incluyendo los mixer o mezcladores, son despreciables.

Por último, se definen las siguientes igualdades definidas en el diseño inicial de la central de ciclo combinado a optimizar.

La presión de saturación del calderín de presión intermedia (Drum 2) es igual a la presión a la salida de la turbina de alta presión (17s), la cual es una de las variables que se calculará durante la optimización del ciclo como se verá posteriormente.

$$P_{seD2} = P_{17s} \quad (114)$$

La temperatura del vapor a la salida del sobrecalentamiento de presión intermedia (10s) es igual a la temperatura de saturación del calderín de alta presión.

$$T_{10s} = T_{seD3} \quad (115)$$

4.3. Restricciones y límites para la optimización del ciclo combinado

Las restricciones detalladas por los diferentes fabricantes de los componentes, como pueden ser las temperaturas o presiones máximas admisibles, y marcadas durante la operación normal del ciclo, para su posible optimización, se detallan en la tabla 3.

<i>Descripción</i>	<i>Restricciones</i>
La temperatura máxima alcanzable a la salida del compresor es de 800K.	$T_{2a_{\max}} = 800K$
La relación de compresión en la turbina de gas comprendida entre 15 y 30.	$15 \leq r_{com} \leq 30$
Debido a la resistencia de los materiales de la turbina de gas y la cámara de combustión, la temperatura de entrada a la turbina debe estar comprendida entre 1704 y 1773K.	$1704K \leq TIT \leq 1773K$
La presión máxima alcanzable por el vapor es de 21MPa.	$P_{sx} = 21MPa$
La temperatura máxima alcanzable por el vapor es de 873K.	$T_{sx} = 873K$
Debido a la resistencia de los materiales de los que están compuestos los calderines, la temperatura de evaporación debe estar comprendida entre 312,3 y 639K.	$312,3K \leq T_{seD_i} \leq 639K$
La temperatura de evaporación del agua del segundo calderín (presión intermedia) debe ser mayor que la del primer calderín (baja presión)	$T_{seD_2} > T_{seD_1}$
La temperatura de stack o temperatura de los gases a la salida de la chimenea debe superar los 335K.	$T_{stack_{min}} = 335K$
Las diferencias de temperaturas en los pinch points deben ser superiores a 8K.	$\delta T_{pp_{min}} = 8K$
La diferencia de temperaturas en las proximidades del superheat ha de superar los 25K.	$\delta T_{sup_{min}} = 25K$
Para evitar posibles daños en los álabes de la turbina, la fracción de vapor seco (título de vapor) a la salida de las turbinas de vapor debe ser superior a 0.88	$\chi_{sto} \geq 0,88$
La presión de salida de la turbina de vapor de alta es proporcional a la presión a la entrada de la misma. Este factor proporcional es α , como se observa en la ecuación 69, y puede tomar valores entre 0,1 y 0,5 ambos inclusive.	$0,1 \leq \alpha \leq 0,5$

Tabla 3. Restricciones y límites para la optimización del ciclo.

5. Desarrollo del código y resultados obtenidos

En el presente apartado se explicará cómo se ha llevado a cabo el código, qué herramientas se han empleado, cuáles serán las diferentes variables de optimización y, por último, se detallará el marco de operación inicial y los resultados obtenidos para dicho marco.

5.1. Medios empleados para el desarrollo del código

La herramienta informática principal empleada para desarrollar el código que modeliza el funcionamiento de la central de ciclo combinado de tres niveles de presión es el software MATLAB, y concretamente la versión académica R2017a.

MATLAB es un entorno de cálculo técnico de altas prestaciones para la realización de cálculos y visualización de los mismos, empleando un lenguaje de programación propio. Entre sus prestaciones básicas destacan el análisis numérico, el cálculo matricial, representación de datos y funciones, implementación de algoritmos, procesamiento de señales, etc. [39].

Este software es un sistema interactivo cuya base de datos es una matriz que no requiere dimensionamiento. De esta forma, se pueden resolver los problemas numéricos en un tiempo menor que en otros lenguajes de programación.

MATLAB ha evolucionado en los últimos años. Se ha aumentado su importancia en entornos universitarios convirtiéndose en una herramienta de enseñanza estándar. Por otro lado, en la industria se utiliza para investigación y para la resolución de problemas de ingeniería y matemáticas. Dichos factores permiten que MATLAB sea la herramienta ideal para el desarrollo del código numérico.

Otro aspecto importante que destacar es la versatilidad y compatibilidad que presenta MATLAB con aplicaciones que complementan el software.

A la hora de desarrollar el código numérico y obtener las propiedades de los fluidos de trabajo, es necesaria la utilización de una herramienta que proporcione dichos datos. Se ha empleado la extensión CoolProp para tal fin.

CoolProp es una aplicación que proporciona las propiedades termodinámicas de diferentes fluidos. Además, este software es compatible con diferentes lenguajes y arquitecturas de programación, entre las que se encuentra MATLAB [40].

Cabe destacar que la implementación de su base de datos al código de MATLAB es sencilla ya que basta con introducir la ruta de los archivos. Además, en la web oficial de CoolProp se dispone de información suficiente sobre la nomenclatura y operaciones o comandos necesarios para la obtención de las propiedades deseadas.

También existen otras posibilidades para la obtención de las propiedades termodinámicas como puede ser la propia extensión de MATLAB X-Steam, la cual proporciona las propiedades del agua y vapor.

5.2. Proceso de programación y avance del código

Al comienzo del código se introducen los datos conocidos. Posteriormente, se programa el funcionamiento del ciclo de gas. Mediante un bucle “for” donde la relación de compresión va aumentando hasta el valor máximo alcanzable definido. Una vez finalizado el bucle, se obtiene un vector para cada variable calculada, donde cada valor representa el resultado obtenido para cada relación de compresión.

Una vez calculada la potencia de la turbina de gas, el caudal de combustible necesario, la potencia térmica desarrollada en la cámara de combustión y la temperatura de los gases de escape a la salida de la turbina de gas, entre otros, se pasará a la programación del ciclo de vapor.

En primer lugar, se calculan las propiedades termodinámicas del fluido agua-vapor de acuerdo con los datos introducidos y la base de datos de CoolProp. Destacar que las propiedades de ciertos puntos del ciclo no se conocen y son incógnitas que se desarrollan a lo largo del código numérico.

Posteriormente, se emplea otro bucle “for” donde se va aumentando la relación de compresión entre los límites señalados. Además, se describe la relación entre el gasto másico de los gases de escape y el agua (δ), la cual es desconocida y será una de las variables fundamentales del siguiente bucle. A continuación, se introduce el comando “while”, el cual se basa en desarrollar el código que se encuentra en el interior del bucle, siempre y cuando no se satisfaga la condición que se define. En este caso se define el bucle “while” de forma que realice 100 iteraciones respecto de la variable δ . También se introduce un bucle “for” donde la variable α , que relaciona la presión a la entrada y a la salida de la turbina de vapor de alta presión, cambia su valor entre 0,1 y 0,5. En este determinado punto se pueden calcular todas las propiedades del agua-vapor en los diferentes estados, además de las potencias desarrolladas en las diferentes etapas de la turbina de vapor.

Continuando en el interior de los comandos o bucles definidos en el párrafo anterior, y ya con las entalpías de los diferentes puntos del ciclo de vapor conocidos, se pueden definir los diferentes balances de energía en los diferentes pinch points y superheat approach point, de dónde se obtienen los resultados de la temperatura de los gases a lo largo de la caldera de recuperación de calor.

Una vez definidas todas las operaciones, se cierran los bucles definiendo el avance para la siguiente iteración hasta que se satisfaga la condición del bucle “while”.

Para finalizar, se descartarán los estados definidos tanto por la relación de compresión, como por el valor de δ o α , que no acatan los límites definidos. Y con los elementos

restantes que cumplen todas las restricciones establecidas, se realiza un último bucle donde se obtiene el elemento de la matriz para el cual el rendimiento es máximo.

5.3. Variables de optimización del rendimiento del ciclo combinado.

Previamente a la descripción del contexto de operación inicial, se deben enfatizar cuáles son las variables de optimización, es decir, las variables que mayor peso tienen en relación con la variación del rendimiento del ciclo combinado que, en resumen, es el objetivo para mejorar en este ciclo numérico.

En primer lugar, se encuentra la relación de compresión del ciclo de gas ya que es un aspecto fundamental en cuanto a la temperatura de salida del compresor, además de la potencia desarrollada en la turbina de gas, teniendo mucho peso así en el rendimiento del ciclo de gas y en el perteneciente al ciclo conjunto. También destacar la importancia de la temperatura de entrada a la turbina ya que determinará el aumento o descenso de la potencia en la turbina de gas, de la temperatura de escape de los gases de escape de la turbina de gas, y sus consecuentes efectos en el ciclo de agua-vapor.

Asimismo, los sangrados de vapor en los calderines de baja e intermedia presión gozan de una gran influencia en la potencia de las turbinas de vapor, y por consiguiente en el rendimiento del ciclo combinado.

Obviamente, las condiciones del vapor a la salida de la caldera de recuperación de calor que se dirige a las diferentes etapas de la turbina cobran una gran influencia en la magnitud del rendimiento obtenido en el ciclo. Las variables que toman mayor importancia son las temperaturas a la salida del superheat y del reheat.

Por último, el parámetro α que relaciona las presiones a la entrada y salida de la turbina de vapor de alta presión posee una gran trascendencia en el rendimiento del ciclo y en especial de la turbina de alta presión.

Por lo tanto, la optimización de la central expuesta se define en función de dichas variables.

$$\eta_{ccycle} = f(r_{com}, TIT, \dot{m}_{s1}, \dot{m}_{s2}, T_{16s}, T_{21s}, \alpha) \quad (116)$$

5.4. Marco de operación inicial

El escenario inicial de operación del ciclo comienza describiendo las condiciones ambientales, las cuáles se definen en el apartado 4.2. junto con los rendimientos y demás condiciones de operación de los diferentes componentes marcados por los fabricantes.

De acuerdo con las indicaciones del fabricante y con los límites de los materiales se define el marco de operación inicial representado en la siguiente tabla.

<i>Descripción</i>	<i>Valor</i>
El flujo másico de aire es de 1kg/s	$\dot{m}_a = 1kg/s$
La temperatura de entrada a la turbina de gas es 1704K	$TIT = 1704K$
La temperatura de entra a la turbina de vapor de alta presión es 838K	$T_{16s} = 838K$
La temperatura de entrada a la turbina de vapor de presión intermedia es 838K	$T_{21s}=838K$

Tabla 4. Marco de operación inicial

Además de las condiciones definidas en la tabla 4, cabe destacar que los sangrados de vapor en los calderines de baja e intermedia presión variarán encontrando el valor óptimo del rendimiento del ciclo.

Por otro lado, el código está desarrollado de tal forma que tanto la relación de compresión en la turbina de gas como α en la turbina de vapor de alta presión cambian entre los valores máximos y mínimos establecidos, obteniendo finalmente los valores que maximizan el rendimiento del ciclo.

5.5. Resultados obtenidos

Para la obtención del rendimiento óptimo, siguiendo el marco de operación inicial descrito en el apartado anterior, se han realizado los cálculos variando los sangrados de vapor tanto del calderín de baja presión como el calderín de presión intermedia entre el 1 y 15% del caudal de agua global del ciclo de Rankine. En algunos casos se ha superado el valor del 15% debido al mayor rendimiento obtenido en dichos casos.

Cabe destacar que el punto de rendimiento óptimo, así como el estado en el cual la potencia desarrollada por el ciclo combinado es máxima, se han obtenido para valores elevados de los sangrados.

Es cierto que un mayor sangrado del vapor en el calderín puede suponer un riesgo a la salida de la turbina de vapor debido a la aparición de gotas que pueden dañar los alabes. En este caso, como se han definido las restricciones en el código para que solo sean válidos aquellos estados o simulaciones donde el título de vapor supere el mínimo exigido por el fabricante, no existirá tal riesgo.

Por otro lado, la temperatura a la salida del compresor no debe superar el valor máximo establecido por el fabricante de 800K (tabla 3). Como se ha visto con anterioridad en la ecuación 25, dicha temperatura varía en función de la relación de compresión y de las

condiciones ambientales. En este marco de operación definido, las diferentes temperaturas a la entrada de la cámara de combustión se muestran en la siguiente tabla.

P_{amb} [kPa]	T_{amb} [K]	r_{com}	T_{2a} [K]
101,3	288	15	665,3606
		16	678,7721
		17	691,6164
		18	703,9488
		19	715,8166
		20	727,2604
		21	738,3155
		22	749,0127
		23	759,379
		24	769,4386
		25	779,2126
		26	788,7201
		27	797,9783
		28	807,0025
		29	815,8067
		30	824,4037

Tabla 5. Temperatura a la salida del compresor en el marco inicial.

La tabla 5 señala que la temperatura a la salida del compresor supera la máxima admisible en los tres últimos valores de la relación de compresión. Por lo tanto, la relación de compresión, para el marco de operación inicial, tomará un valor comprendido entre 15 y 27.

Finalmente, el rendimiento óptimo se ha conseguido con un sangrado en el primer calderín del 15% y un sangrado en el segundo calderín del 12% del agua total del ciclo de vapor. El rendimiento obtenido, así como diferentes temperaturas y potencias, se muestran en la tabla 6.

Se puede observar que el rendimiento óptimo de la central no conlleva la potencia máxima alcanzable por el ciclo bajo las mismas condiciones de operación, aunque si conlleva una gran potencia dentro de lo que cabe.

También se ha realizado la búsqueda de los sangrados de vapor que proporcionan la potencia neta del ciclo máxima para comparar los resultados. Tales resultados del estado de potencia máxima se muestran en la tabla 7.

<i>Variable</i>	<i>Resultado</i>
p_{ms1}	0,15
p_{ms2}	0,12
r_{com}	22
m_f	0,0287 kg/s
$T_{4g} (TOT)$	916.081 K
m_s	0,1852 kg/s
T_{stack}	638.3441 K
η_{ccycle}	58,6776
\dot{W}_{ccycle}	1,3301 MW
\dot{W}_{GT}	1,0304 MW
\dot{W}_{ST}	0,2996 MW

Tabla 6. Resultados obtenidos para el marco inicial.

El aumento de la potencia del ciclo no se debe únicamente al aumento de la potencia desarrollada en la turbina de gas causado por el aumento de la relación de compresión, sino que también incrementa la potencia desarrollada en la turbina de vapor debido al mayor aprovechamiento de la energía residual de los gases de escape en la caldera recuperadora de calor, como se puede observar en el menor valor de la temperatura de los gases a la salida de la chimenea (stack).

Según se ha podido apreciar en los diferentes resultados, tanto el rendimiento como la potencia cobran mayores valores cuando los sangrados de vapor en los calderines superan el 12% ya que se recupera en mayor media la energía residual de los gases de escape.

<i>Variable</i>	<i>Resultado</i>
p_{ms1}	0,13
p_{ms2}	0,15
r_{com}	26
T_{stack}	517.5235 K
η_{ccycle}	58,3579
\dot{W}_{ccycle}	1,3409 MW

Tabla 7. Potencia máxima en el marco inicial

Como se acaba de comentar y tal y según se aprecia en las tablas anteriores, los mayores rendimientos se obtienen cuando aumentan el valor de los sangrados en los calderines de baja y media presión.

En la figura 38, se muestra la variación del rendimiento en función del sangrado del segundo calderín, mientras el sangrado del primero es del 15%. Además, la línea discontinua representa la línea de tendencia que sigue el rendimiento.

Esta tendencia es lineal y ascendente para todos los valores del sangrado en el calderín de baja presión, de forma que representa el aumento del rendimiento con el incremento de los sangrados de vapor. Pese a los diferentes altibajos que se muestran en la figura, la línea de tendencia es en todos casos ascendente, aunque presenta mayor pendiente con valores elevados del sangrado del primer calderín debido a los mayores valores del rendimiento del ciclo.

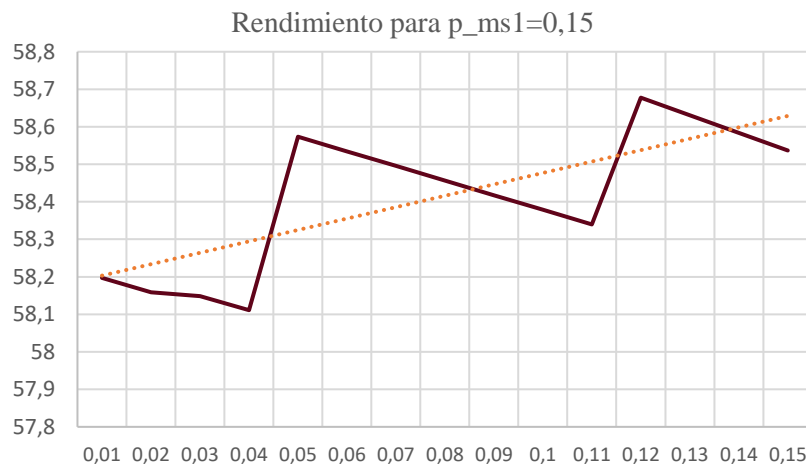


Figura 38. Variación del rendimiento en función de los sangrados de vapor.

6. Discusión de los resultados

En el presente apartado se analizará la influencia de las variables de optimización restantes. En primer lugar, se realizarán estudios con diferentes temperaturas de entrada en la turbina de gas y se verá su influencia tanto en el rendimiento como en la potencia neta del ciclo. Posteriormente, se operará con diferentes temperaturas de entrada en la turbina de alta e intermedia presión, encontrando sus valores óptimos y conociendo la influencia que tienen sobre el rendimiento del ciclo.

Por último, se estudiará la posibilidad de operación de ciclo combinado en distintas ubicaciones con diferentes climas y se analizará su viabilidad.

6.1. Influencia de la temperatura de entrada a la turbina (TIT) sobre el rendimiento

Para analizar la influencia que tiene la temperatura de entrada a la turbina de gas sobre el rendimiento del ciclo combinado se han tenido en cuenta las condiciones del escenario inicial. También se ha fijado el sangrado del primer calderín igual al 1%, mientras que el sangrado del segundo calderín variará durante los cálculos para observar la tendencia que lleva el rendimiento con cada valor de la temperatura.

La turbina de gas empleada en el caso de estudio está diseñada para operar con temperaturas de entrada de entre 1704 y 1773K. Por lo tanto, durante los cálculos la temperatura de entrada a la turbina de gas tomará 10 valores equiespaciados entre los límites, abarcando de forma homogénea el intervalo y conociendo la tendencia que sigue el rendimiento.

En la figura 39 se muestra el rendimiento obtenido para las diferentes temperaturas de entrada a la turbina de gas y sangrados del calderín de presión intermedia.

Como se aprecia en el gráfico, además del anexo C1 donde se pueden encontrar todos los resultados obtenidos, el rendimiento y la potencia global del ciclo aumenta en gran medida cuando se incrementa la temperatura a la entrada de la turbina de gas.

Sin embargo, esta temperatura está limitada por la resistencia de los materiales que componen las últimas etapas de la cámara de combustión y el comienzo de la turbina de gas, las cuales son las partes del ciclo que están expuestas a mayores temperaturas.

Finalmente, el rendimiento máximo alcanzable en el ciclo combinado de estudio se conseguirá con la mayor temperatura de entrada a la turbina de gas admisible. Por lo tanto, se realizará el estudio y optimización, de igual forma que se ha realizado en el apartado 5.5., del ciclo combinado operando bajo las mismas condiciones e hipótesis y variando únicamente el valor de la temperatura de entrada en la turbina de gas. Los resultados obtenidos cuando TIT vale 1773K se muestran en la tabla 8.

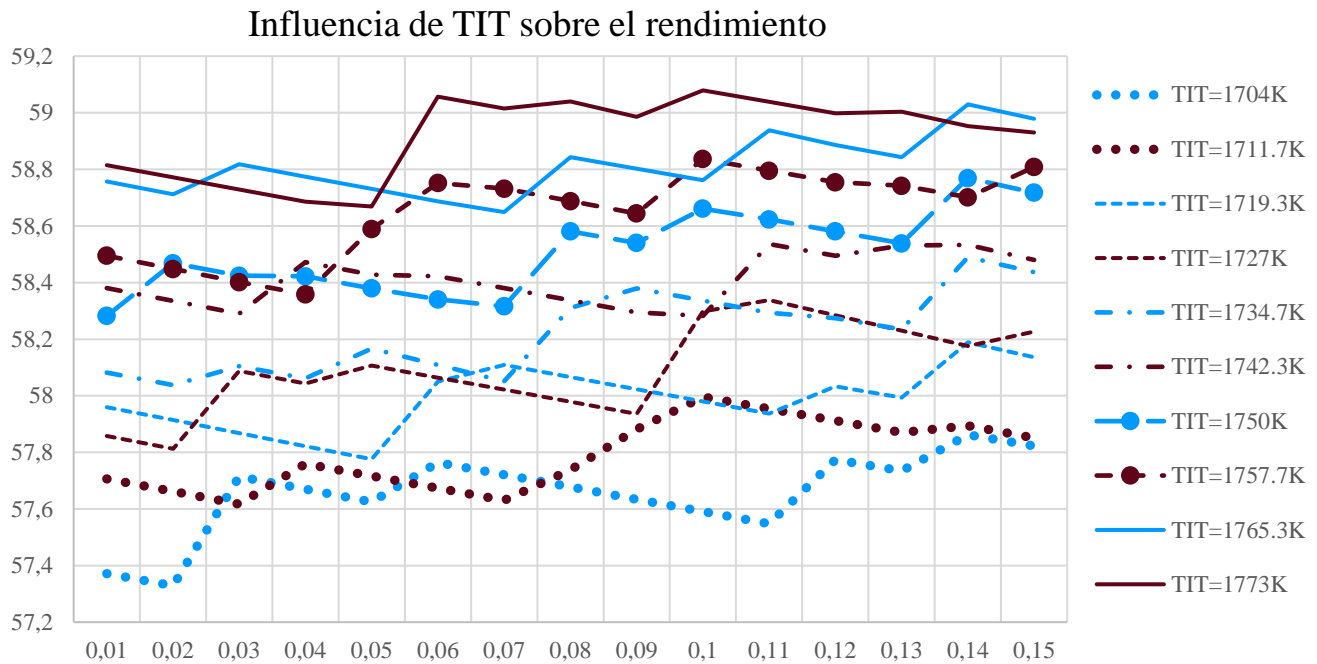


Figura 39. Gráfico que representa la influencia de la TIT en el Rendimiento del ciclo combinado

El rendimiento máximo se obtiene, de igual forma que en el caso inicial, con unos sangrados de vapor elevados. El rendimiento obtenido es de 59,813 que supera en más de un 1% al obtenido con la temperatura de entrada en la turbina de gas menor. El aumento de la potencia obtenida del ciclo también es considerable, siendo de 0,08MW, lo cual se traduce en casi un aumento del 7% de la potencia.

<i>Variable</i>	<i>Resultado</i>
p_{ms1}	0,14
p_{ms2}	0,10
r_{com}	26
m_f	0,0306 kg/s
$T_{4g} (TOT)$	921,4274 K
m_s	0,1958 kg/s
T_{stack}	551.5362 K
η_{ccycle}	59,813
\dot{W}_{ccycle}	1,4183 MW
\dot{W}_{GT}	1,1148 MW
\dot{W}_{ST}	0,3035 MW

Tabla 8. Rendimiento máximo alcanzado cuando $TIT=1773K$.

Como se puede observar en la tabla, el aumento de la potencia global se debe al incremento de la potencia desarrollada en la turbina de gas debido al aumento de la relación de compresión y de la temperatura de entrada, provocando un salto entálpico superior. Sin embargo, la potencia desarrollada en la turbina de vapor es ligeramente superior a la producida en el caso inicial. Esta similitud se debe al similar aprovechamiento de la energía residual de los gases de escape, aunque en el último caso se recupera en mejor medida y por tanto se produce el ligero aumento de la potencia y la bajada de la temperatura a la salida de los gases de escape.

De igual forma que en el caso inicial, la operación de la central térmica bajo condiciones que hacen el rendimiento óptimo no conllevan que la potencia sea la máxima alcanzable por la central, aunque la potencia desarrollada no quede muy distante de la máxima. La potencia máxima alcanzable y demás resultados obtenidos bajo estas condiciones de maximizar la potencia neta del ciclo se muestran en la tabla 9.

<i>Variable</i>	<i>Resultado</i>
p_{ms1}	0,15
p_{ms2}	0,15
r_{com}	27
T_{stack}	344,6672 K
η_{ccycle}	59,8041
\dot{W}_{ccycle}	1,4216 MW

Tabla 9. Potencia máxima alcanzable cuando $TIT=1773K$.

En este caso, la diferencia entre las condiciones que maximizan la potencia y las que maximizan el rendimiento son muy similares, a diferencia de los resultados obtenidos en el marco inicial. La disminución del rendimiento y el aumento de la potencia, en las condiciones de potencia máxima respecto de las que maximizan el rendimiento, son 0,0089% y 0,0033MW. Sin embargo, cuando la temperatura de entrada en la turbina tiene un valor de 1704K, estas diferencias superan el 0,3% y 0,01MW respectivamente.

En definitiva, el aumento de temperatura en la entrada de la turbina de gas supone un aumento tanto en el rendimiento como en la potencia neta del ciclo combinado, por lo tanto, el avance en los materiales de los que están compuestos los álabes de la turbina de gas supone un avance en las centrales de ciclo combinado.

Además, en el caso de la central de estudio, el aumento de la temperatura de entrada en la turbina de gas implica que las condiciones de operación para las cuales el rendimiento del ciclo es óptimo y aquellas para las cuales la potencia neta es máxima están muy cercanas obteniendo resultados similares. Por consiguiente, resulta interesante la operación de la central de ciclo combinado bajo condiciones de potencia máxima ya que

el aumento en la potencia y el menor impacto ambiental debido a la baja temperatura de salida de los gases de escape contrarresta la ínfima disminución del rendimiento respecto del óptimo.

6.2. Influencia de las condiciones ambientales. Posibles ubicaciones alternativas.

En el presente análisis se va a estudiar la posibilidad de operación de la central de ciclo combinado bajo condiciones ambientales diferentes. Para ello se realizarán cálculos operando en diferentes ubicaciones con condiciones climáticas diversas, comprendiendo la importancia de dichas propiedades.

Las ubicaciones elegidas para su estudio son la ciudad de Moscú en Rusia, donde en el mes de enero y febrero se han registrado temperaturas medias inferiores a los 0°C, y Colombia. Además, para comprender la importancia que puede llegar a tener la presión ambiental, dentro del territorio colombiano, se analizará la central tanto en Cali como en Bogotá, donde la presión es inferior debido a su gran altura sobre el nivel del mar.

Las medidas de las propiedades ambientales han sido tomadas para el día 9 de febrero, donde se observan días muy nubosos y con una humedad relativa superior al 82% en todas las ubicaciones, gracias a la referencia bibliográfica [41]. En la siguiente tabla se muestran los valores empleados para la temperatura y presión ambiental.

<i>Moscú (Rusia)</i>		<i>Cali (Colombia)</i>		<i>Bogotá (Colombia)</i>	
P_{amb}	-10 °C	P_{amb}	22 °C	P_{amb}	12 °C
T_{amb}	99966 Pa	T_{amb}	90176 Pa	T_{amb}	74975 Pa

Tabla 10. Condiciones ambientales de las diferentes ubicaciones analizadas.

Aunque la temperatura y presión difieren bastante en función de la ubicación en que se encuentre la central térmica, las propiedades termodinámicas del aire, es decir, las capacidades caloríficas específicas del aire no sufren una variación muy marcada ya que la diferencia de temperaturas entre las ubicaciones elegidas tampoco es excesiva. Por lo tanto, y como se ha podido comprobar empleando la referencia [38], se emplearán las mismas propiedades del aire en los cálculos pese a su mínima variación.

De igual forma que se ha realizado con anterioridad, la temperatura a la salida del compresor depende de las condiciones del aire a la entrada del mismo y no puede superar el valor máximo admisible marcado por el fabricante. Por lo tanto, la relación de compresión en cada ubicación estará limitada obteniendo que en Moscú se puede trabajar con una relación de compresión entre 15 y 30, mientras que en Cali el valor máximo es 25 y en Bogotá es 28.

Los resultados obtenidos, como se pueden observar a continuación, tanto para el punto de rendimiento óptimo y el de potencia máxima se dan para los mismos valores de sangrados de vapor y relación de compresión.

Por otro lado, destacar que el análisis se ha realizado introduciendo una temperatura de entrada a la turbina de gas de 1750K, fijando el sangrado de vapor del primer calderín en un 10% y variando el sangrado del segundo calderín entre 1 y 15% para obtener los dos casos de interés. Además, las temperaturas a la entrada de la turbina de alta e intermedia presión se mantienen constantes e iguales a los valores marcados en el escenario inicial.

<i>Variable</i>	<i>Moscú (Rusia)</i>	<i>Cali (Colombia)</i>	<i>Bogotá (Colombia)</i>	<i>Ubicación normal</i>
<i>Rendimiento óptimo</i>				
p_{ms1}	0,1	0,1	0,1	0,1
p_{ms2}	0,13	0,13	0,13	0,13
r_{com}	22	22	22	22
\dot{m}_s [kg/s]	0,1753	0,1957	0,1751	0,1854
T_{stack} [K]	639,706	367,2446	652,1532	658,7846
η_{ccycle}	59,3684	59,2464	59,286	59,2743
\dot{W}_{ccycle} [MW]	1,3786	1,3763	1,377	1,3768

Tabla 11. Resultados obtenidos en diferentes ubicaciones.

Como se puede observar, en la ciudad de Moscú se producen rendimientos superiores debido a la menor temperatura del aire a la entrada del compresor que supone un menor consumo en dicho componente auxiliar. Por otro lado, destacar que en Cali se produce el aprovechamiento prácticamente perfecto de la energía de los gases de escape debido a la baja temperatura de salida de los gases, aunque el aumento de la potencia consumida en el compresor debido a la mayor temperatura del aire a la entrada contrarresta este efecto, produciendo que esta ubicación proyecte la menor potencia neta y rendimiento de las ubicaciones analizadas.

En cuanto a la ciudad de Bogotá, con una temperatura similar a la ubicación normal y una presión bastante inferior, produce un rendimiento y potencia neta mayor. Por lo tanto, la disminución de la presión ambiental influye positivamente en el rendimiento del ciclo. Sin embargo, la disminución de presión es considerable y el aumento sufrido no es de la misma magnitud, sino que es inferior.

Ya que la ubicación que beneficia el funcionamiento de la central de ciclo combinado es la que proporciona menor temperatura del aire a la entrada del compresor, se va a analizar

la central operando bajo las condiciones que hacen máximo el rendimiento tales como la TIT máxima alcanzable y los sangrados obtenidos en el apartado anterior, para comprender aún más la importancia de estos factores.

<i>Variable</i>	<i>Moscú (Rusia)</i>	<i>Ubicación normal</i>
<i>TIT=1773K; $p_{ms1}=0.14$; $p_{ms2}=0.10$</i>		
r_{com}	26	26
\dot{m}_f [kg/s]	0,0316	0,0306
T_{4g} [K]	921,4274	921,4274
\dot{m}_s [kg/s]	0,1857	0,1958
T_{stack} [K]	532,2071	551,5362
η_{ccycle}	59,9737	59,813
\dot{W}_{ccycle} [MW]	1,4203	1,4183
\dot{W}_{GT} [MW]	1,1164	1,1148
\dot{W}_{ST} [MW]	0,3039	0,3035
\dot{W}_{Comp} [MW]	0,46	0,5037

Tabla 12. Comparación de los resultados bajo condiciones de rendimiento óptimo en Moscú y en la ubicación normal de análisis

En este caso se puede apreciar que la potencia consumida por el compresor es menor cuando la temperatura a la entrada del mismo es menor. De igual forma, se observa que la temperatura a la salida de la turbina de gas es la misma ya que depende de la relación de compresión y la temperatura a la entrada de la misma que en este caso son iguales en ambos casos.

Además, el aprovechamiento de la energía residual de los gases de escape se realiza de forma ligeramente mejor como se observa en los resultados de la temperatura stack y la potencia desarrollada en la turbina de vapor.

Por último, destacar que la disminución de la temperatura a la entrada del compresor supone muchas ventajas como se ha destacado, aunque conlleva un aumento del flujo másico de combustible necesario para alcanzar la temperatura TIT deseada ya que el aire sale a una temperatura menor del compresor.

6.3. Influencia de la temperatura de entrada a la turbina de vapor de alta e intermedia presión sobre el rendimiento del ciclo

La temperatura a la salida del superheat y la temperatura a la salida del reheat, es decir, las temperaturas a la entrada de la turbina de vapor de alta e intermedia presión respectivamente son variables de optimización del código numérico como se ha estudiado en apartados anteriores del presente documento.

Ambas temperaturas se van a variar para observar la influencia que presenta sobre el rendimiento del ciclo y demás parámetros de interés.

Cabe destacar que las temperaturas tomarán valores entre la temperatura máxima alcanzable por el vapor que es de 873K y un valor establecido en 801K, ya que siendo inferior, como se observará posteriormente, se disminuye en gran medida el rendimiento del ciclo y carece de interés.

Para poder observar correctamente la distribución o tendencia del rendimiento en función de estos dos parámetros se tomarán 10 valores equidistantes de dichos parámetros. Además, durante los cálculos primero se cambiará el valor de la temperatura de entrada en la turbina de alta permaneciendo constante en el valor de 838K, tal y como indica el marco inicial, la temperatura de entrada en la turbina de media presión. Posteriormente, se realizará los cálculos de forma inversa, variando la temperatura de entrada en la turbina de presión intermedia y manteniendo invariante la otra temperatura en el valor marcado en el escenario de operación inicial.

Asimismo, estos cálculos se realizan para los valores de TIT y los sangrados de vapor que maximizan el rendimiento obtenidos en el apartado 6.1.

Los resultados obtenidos se muestran en el C3, mientras que la distribución y tendencia que sigue el rendimiento en función de estas temperaturas se muestra en los siguientes gráficos.

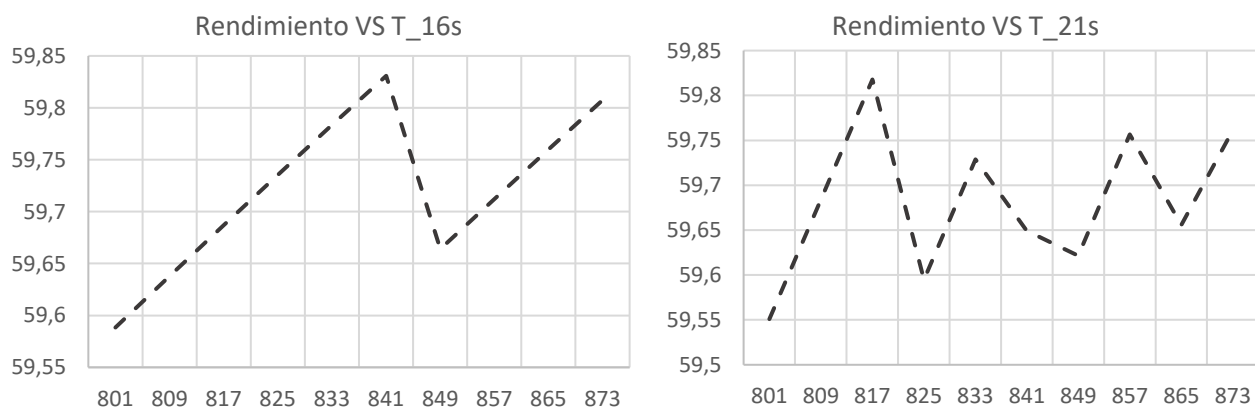


Figura 40. Representación de la influencia de las temperaturas a la entrada de la turbina de vapor de alta e intermedia presión sobre el rendimiento del ciclo combinado.

Como se puede observar el gráfico de la izquierda representa la variación del rendimiento con los cambios en la temperatura a la salida del superheat, mientras que el gráfico situado en la derecha representa la variación del rendimiento con el cambio en la temperatura a la salida del reheat o entrada en la turbina de media presión.

El rendimiento sigue una tendencia ascendente con el aumento de la temperatura del punto 16s hasta el valor de 841K, valor cercano al empleado en el marco inicial de operación. Posteriormente sufre una bajada y vuelve a ascender sin llegar a obtener rendimientos tan elevados como la temperatura citada anteriormente.

En el caso de la variación de la temperatura 21s no existe una tendencia clara en el rendimiento, sino que sufre diferentes altibajos a lo largo de todos los valores de la temperatura obteniéndose el rendimiento menor con la temperatura menor y el rendimiento mayor con 817K. Cabe destacar que el rendimiento obtenido para una temperatura de salida del reheat de 841K es de 59,65 aproximadamente, mientras que el obtenido para en el apartado 6.1. donde esta temperatura es de 838K es de 59,813. Pese a que las temperaturas son similares y solo distan 3K la diferencia entre rendimiento es significativa.

Esto quiere decir que el valor de la temperatura del punto 21s provoca el rendimiento tenga una tendencia volátil e imprevisible, mientras que la temperatura de salida del vapor del superheat (16s) tiene una tendencia más clara y tiene un mayor peso en el rendimiento global del ciclo.

Esta diferencia entre la influencia que presentan estas temperaturas sobre el rendimiento del ciclo también se observa en la potencia global del mismo. En los siguientes gráficos se muestra dichas tendencias.

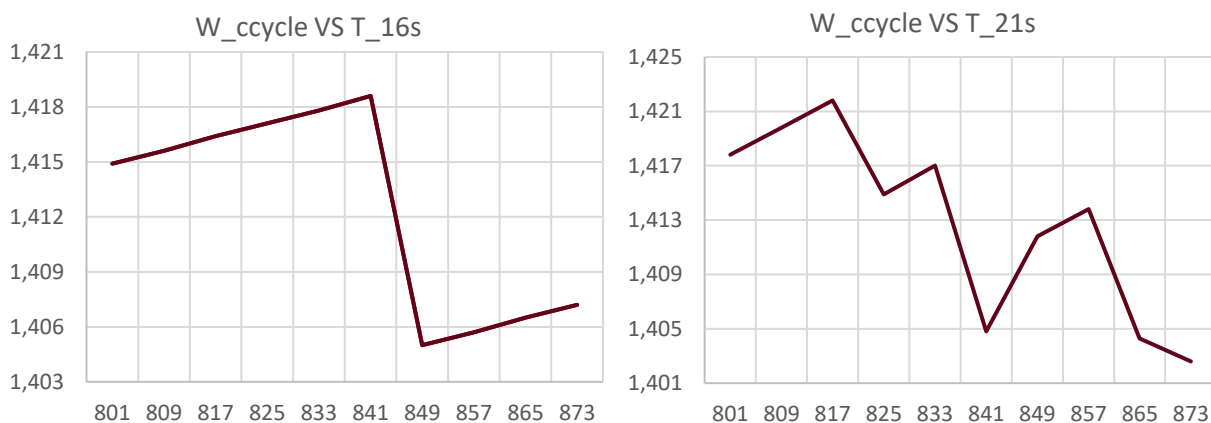


Figura 41. Representación de la influencia de las temperaturas de entrada en las turbinas de vapor de alta e intermedia presión sobre la potencia neta del ciclo.

De igual forma que se ha observado para el caso del rendimiento, la temperatura de entrada a la turbina de alta presión presenta una mayor importancia en la potencia neta del ciclo aumentado hasta el valor de 841K y posteriormente disminuyendo considerablemente.

En el caso de la temperatura 21s, presenta una influencia sobre la potencia neta similar a la producida sobre el rendimiento, marcada por altibajos. Sin embargo, la tendencia es más clara alcanzando una potencia superior para la temperatura de 817K y siendo inferior en los siguientes estados.

Para concluir, destacar que es más sencillo encontrar el valor de la temperatura del punto 16s que produce mayores rendimientos y temperaturas, mientras que la temperatura 21s es más impredecible y se deberán realizar estudios con intervalos menores entre los diferentes valores tomados.

7. Conclusión

En el presente trabajo se ha optimizado el funcionamiento de una central de ciclo combinado obteniendo el rendimiento máximo alcanzable por la misma. La tecnología de generación de electricidad mediante el ciclo combinado surge de la unión entre los ciclos de Brayton y de Rankine, asociados mediante la caldera HRSG que se encarga del aprovechamiento de la energía residual de los gases de escape del ciclo Brayton, obteniendo rendimientos muy superiores a los desarrollados por los ciclos termodinámicos independientes.

Pese a que las centrales de ciclo combinado fueron diseñadas para operar a plena carga y durante un factor de horas al año elevado, su gran flexibilidad y versatilidad hacen que su papel en el sector energético sea el de respaldar y amortiguar las energías renovables cuando las condiciones meteorológicas no favorecen la generación de energía eléctrica. Además de la posibilidad de operación bajo cargas parciales, las cuales las hacen ideales para tal fin, las emisiones que generan son muy inferiores a las originadas por las fuentes de generación convencionales.

Debido a su gran interés, el principal propósito del trabajo es desarrollar un código numérico que modelice el funcionamiento de una central de ciclo combinado de tres niveles de presión con recalentamiento y la compresión de la importancia que conlleva cada variable de optimización sobre el rendimiento global del ciclo. Con tal fin se han realizado una optimización dinámica trabajando bajo diferentes condiciones, y finalmente vislumbrando la influencia de los parámetros sobre el rendimiento del ciclo.

Los parámetros que mayor repercusión presentan sobre el rendimiento del ciclo son la temperatura de entrada a la turbina de gas (TIT), la temperatura del aire a la entrada del compresor, es decir, la temperatura ambiente, y, por último, los sangrados de vapor realizados en los calderines.

Aunque se han mencionado estos tres parámetros, destacar que el resto de variables de optimización consideradas en el desarrollo del documento tienen influencia sobre el rendimiento y la potencia neta del ciclo, pero en menor medida que los factores comentados.

En los diferentes escenarios planteados, se ha comprobado que la temperatura a la entrada de la turbina de gas afecta favorablemente al rendimiento cuando ésta aumenta. Por lo tanto, para la obtención del mayor rendimiento y potencia posible es necesario operar bajo la mayor temperatura de entrada en la turbina de gas admisible. Por esta razón, el aumento del rendimiento de las centrales de ciclo combinado depende directamente del desarrollo de nuevos materiales con propiedades que les permitan tolerar mayores temperaturas en las primeras etapas de la turbina de gas.

Para el análisis de la influencia de las condiciones ambientales en el funcionamiento de la central se ha estudiado la viabilidad de implantar la central en diferentes ubicaciones

con climas muy dispares. Los resultados obtenidos confirman que la tecnología de ciclo combinado es más eficiente en ubicaciones como Rusia donde se encuentra un clima frío durante todo el año y la temperatura ambiente es baja. Por lo tanto, las centrales de ciclo combinado serán más eficientes operando en climas fríos o en invierno con temperaturas bajas a la entrada del compresor, consiguiendo un menor consumo auxiliar en él y condensando el vapor de agua a menor temperatura y desarrollando mayor potencia en la turbina de baja presión.

La versatilidad de estas centrales térmicas viene marcada por el funcionamiento de los calderines y los sangrados de vapor realizados en ellos. Estos sangrados permiten variar la carga y obtener diferentes valores de potencia y rendimiento operando bajo las mismas condiciones de operación. Se ha comprobado que los rendimientos mayores se obtienen cuando los sangrados en los calderines son superiores al 10% del flujo total de agua-vapor. Estos sangrados tan elevados pueden suponer riesgos durante la expansión en la turbina de vapor por la aparición de gotas que hay que controlar, teniéndose en cuenta en los estudios realizados.

En resumen, como se ha visto en el documento las centrales de ciclo combinado están infrautilizadas dificultando así su viabilidad económica, aunque al mismo tiempo son imprescindibles para garantizar el equilibrio del sistema debido a su rápida respuesta y su gran potencia disponible.

8. Bibliografía

- [1] **A.M. Bassily**. “Numerical cost optimization and irreversibility analysis of the triple-pressure reheat Steam-air cooled GT commercial combined cycle power plants”. *Applied Thermal Engineering*, vol. 40, pp. 145-160, 2012.
- [2] “Estadísticas del Sistema Eléctrico”. REE. <http://www.ree.es/es/estadisticas-del-sistema-electrico/3015/2999>
- [3] “Estructura de la generación peninsular”. REE. <http://www.ree.es/es/estadisticas-del-sistema-electrico/3015/3003>
- [4] “Emisiones de CO₂ en España”, <https://datos.bancomundial.org/>
- [5] “Historia de la electricidad”. Endesa Educa. https://www.endesaeduca.com/Endesa_educa/recursos-interactivos/el-sector-electrico/xvii.-aspectos-generales
- [6] “Historia de la electricidad en España”. Energía y Sociedad. <http://www.energiaysociedad.es/manenergia/la-electricidad-en-espana/>
- [7] “Turbinas de gas. Ciclo Brayton”, <http://www.cicloscombinados.com/index.php/turbinas-de-gas/las-turbinas-de-gas>
- [8] Apuntes “Máquinas y Centrales Térmicas”. Grado en Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. Curso 2015/2016
- [9] **Michael J. Moran y Howard N. Shapiro**. *Fundamentos de termodinámica técnica*. S.L. Reverte, 2004. ISBN: 84-291-4313-0
- [10] **Amat Albuixech, M.** Trabajo Fin de Máster: *Desarrollo de un modelo de ciclo orgánico Rankine. Ejemplo de aplicación para análisis de fluidos de trabajo bajo potencial de efecto invernadero*. Universitat Jaume I, 2017. http://repositori.uji.es/xmlui/bitstream/handle/10234/170068/TFM_2017_AmatAlbuixechMarta.pdf?sequence=1
- [11] **Fusté Paredes, S.** Trabajo Fin de Grado: *Análisis termodinámico de los ciclos de Rankine*. Universidad Politécnica de Cataluña, 2015. <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/25938/TFG%20Sergi%20Fuste.pdf>
- [12] “Diagrama esquemático de generación de electricidad por ciclo combinado”, <https://jmirez.wordpress.com/2011/02/16/j192-diagrama-esquemático-de-generación-de-electricidad-por-ciclo-combinado/>
- [13] “Ciclo de Carnot”, Universidad de Sevilla. http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo_de_Carnot
- [14] “Entropía”, Universidad de Sevilla. <http://laplace.us.es/wiki/index.php/Entrop%C3%ADa>
- [15] “Mechanical Engineering Thermodynamics. Use of Regeneration in Steam Power Cycles”, Department of Mechanical Engineering, University of Idaho. [www.webpages.uidaho.edu/mindworks/Thermodynamics/Lectures/L26/L26 - Regeneration.pptx](http://www.webpages.uidaho.edu/mindworks/Thermodynamics/Lectures/L26/L26-Regeneration.pptx).

- [16] “Principio de Operación de una Turbina de Gas”. Energiza. <http://www.energiza.org/tubinasgasmarzo14/124-especial-turbinas-de-gas/971-principio-de-operaci%C3%B3n-en-una-turbina-de-gas>
- [17] “Ciclos combinados en el mundo”. Sección de Municipios con Plantas de Ciclo Combinado. <http://www.seccionmunicipiosciclocombinado.es/ciclos-combinados-en-el-mundo/>
- [18] “Centrales de ciclo combinado en España”. Energiza. <http://www.energiza.org/979-centrales-de-ciclo-combinado-en-espa%C3%B1a>
- [19] **Conrado Navarro**. “Presente y futuro de las centrales eléctricas de ciclo combinado”. Fundación Ciudadanía y Valores. Madrid, 2011. https://www.sistemamid.com/panel/uploads/biblioteca/2014-05-30_04-30-34103744.pdf
- [20] “Demanda de energía eléctrica en tiempo real, estructura de generación y emisiones de CO₂”. Red Eléctrica de España (REE). <https://demanda.ree.es/demanda.html>
- [21] **Basañez Llantada, A., Lorenzo García, M.** “El reto de las plantas térmicas de ciclo combinado ante la situación energética actual”. Vigo, 2012. http://adingor.es/congresos/web/uploads/cio/cio2012/SP_02_Gestion_de_Operaciones_y_Produccion/871-878.pdf
- [22] **A.M. Bassily**. “Modeling, numerical optimization, and irreversibility reduction of a dual-pressure reheat combined-cycle”. *Applied Energy*, vol. 81, pp. 127-151, 2005.
- [23] “Centrales térmicas de ciclo combinado”. Endesa Educa. https://www.endesaeduca.com/Endesa_educa/recursos-interactivos/produccion-de-electricidad/ix.-las-centrales-termicas-de-ciclo-combinado
- [24] **Sabugal, S.** “La generación de electricidad con ciclos combinados. Proyectos de España”. Endesa Generación. <http://www.ewh.ieee.org/soc/pes/spain/sabugal1.pdf>
- [25] **García Garrido, S.** “Operación y mantenimiento en ciclos combinados”. <http://www.santiagogarciagarrido.com/historial-profesional/17-articulos-publicados/29-operacion-y-mantenimiento-de-centrales-de-ciclo-combinado.html>
- [26] **García Garrido, S.** *Operación y mantenimiento de centrales de ciclo combinado*. S.L. Díaz de Santos, 2008. ISBN: 978-84-7978-842-1
- [27] **Sabugal García, S. y Gómez Moñux, F.** *Centrales térmicas de ciclo combinado: Teoría y proyecto*. S.L. Díaz de Santos, 2006. ISBN: 84-7978-735-X
- [28] Apuntes de “Ingeniería Térmica – Ciclos de potencia”. Grado en Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. Curso 2014/2015
- [29] **Naranjo Delgado, C.** Trabajo Fin de Grado: *Análisis de operación y optimización de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión*. Universidad Carlos III de Madrid, 2016. https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/24128/TFG_Coral_Naranjo_Delgado.pdf?sequence=1

- [30] **Martín Díaz, C. D.** Trabajo Fin de Grado. *Estudio termodinámico de una planta de ciclo combinado con turbina de gas y pre-diseño del HRSG*. Universidad Carlos III de Madrid, 2015.
https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/25370/PFC_CarlosDaniel_Martin_Diaz.pdf?sequence=1
- [31] “Ciclos Combinados. Caldera de recuperación (HRSG)”. Opex Energy.
http://opex-energy.com/ciclos/calderas_hrsg.html
- [32] “Heat Recovery Steam Generators”. Gazo Generator.
<http://gazogenerator.com/boilers-for-power-and-process/heat-recovery-steam-generators/>
- [33] “Heat Recovery Steam Generator”. Odesie.
<https://www.myodesie.com/wiki/index/returnEntry/id/2994>
- [34] “Vapor-Liquid Separation”. Thermopedia.
<http://www.thermopedia.com/content/1236/>
- [35] **Mora Espinar, J.A.** Trabajo Fin de Grado: *Análisis de Turbinas de Gas con Álabes Refrigerados*. Universidad de Sevilla, 2016.
http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/90740/fichero/TFG_memoria.pdf
- [36] “Carbon Dioxide Gas – Specific Heat”. The Engineering ToolBox.
https://www.engineeringtoolbox.com/carbon-dioxide-d_974.html
- [37] “Ratios of Specific Heat of Gases”. The Engineering ToolBox.
https://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-ratio-d_608.html
- [38] “Air – Specific Heat at constant pressure and varying temperature”. The Engineering ToolBox. https://www.engineeringtoolbox.com/air-specific-heat-capacity-d_705.html
- [39] “Descripción e historia de MATLAB”,
<http://nereida.deioc.ull.es/~pcgull/ihiu01/cdrom/matlab/contenido/node2.html>
- [40] “CoolProp”. <http://www.coolprop.org/dev/index.html#>
- [41] “Worldmeteo”. <https://www.worldmeteo.info/es/>

A. Nomenclatura

C_p	Calor específico a presión constante [J/kgK]
C_v	Calor específico a volumen constante [J/kgK]
h	Entalpía específica [J/kg]
\dot{m}	Flujo másico [kg/s]
p	Sangrado de vapor (%)
P	Presión [Pa]
PCI	Poder calorífico inferior [MJ/kg]
\dot{Q}	Potencia térmica transferida [MW]
r	Relación de presión
R	Constante del gas [J/kgK]
s	Entropía específica [J/kg]
T	Temperatura [K]
TIT	Temperatura a la entrada de la turbina de gas [K]
TOT	Temperatura a la salida de la turbina de gas [K]
\dot{W}	Potencia [MW]
χ	Título de vapor o fracción de vapor seco
δP	Caída de presión (%)
δT	Diferencia de temperaturas [K]
α	Relación de presiones en la turbina de alta presión
γ	Coeficiente de dilatación adiabático
η	Rendimiento

-	Subíndices
<i>a</i>	Aire
<i>amb</i>	Ambiente
<i>cc</i>	Cámara de combustión
<i>ccycle</i>	Ciclo combinado
<i>com</i>	Compresor
<i>cond</i>	Condensador
<i>e</i>	Salida
<i>econ</i>	Economizador
<i>eva</i>	Evaporador
<i>f</i>	Fuel ó combustible
<i>g</i>	Gas
<i>GT</i>	Turbina de gas
<i>HRSG</i>	Caldera recuperadora de calor (Heat Recovery Steam Generator)
<i>HPST</i>	Turbina de vapor de alta presión
<i>in/inlet</i>	Entrada
<i>IPST</i>	Turbina de vapor de presión intermedia
<i>iso</i>	Proceso isoentrópico
<i>líq_{sat}</i>	Condiciones de líquido saturado
<i>LPST</i>	Turbina de vapor de baja presión
<i>max</i>	Valor máximo
<i>met</i>	Metano
<i>min</i>	Valor mínimo
<i>ms_i</i>	Vapor en el calderín i
<i>PP_i</i>	Pinch Point número i
<i>pump_i</i>	Bomba número i
<i>reheat</i>	Recalentamiento o reheat
<i>s</i>	Vapor
<i>s_i</i>	Vapor del calderín i
<i>sat</i>	Condiciones de saturación
<i>seD_i</i>	Evaporación de vapor del calderín i
<i>sup</i>	Superheat approach
<i>superheat</i>	Superheat
<i>ST</i>	Turbina de vapor
<i>stack</i>	Salida del HRSG, chimenea o stack
<i>sto</i>	Vapor a la salida de la turbina de vapor
<i>sx</i>	Máximo de vapor
<i>turb</i>	Turbina
<i>vc</i>	Volumen de control
<i>∞com</i>	Etapas politrópicas del compresor

B. Código de MATLAB

```
%%%%%%%%% MODELIZACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE CÓDIGO PARA EL FUNCIONAMIENTO %%%%%%%%%%
%%%%%%%%% DE UN CICLO COMBINADO DE TRES NIVELES DE PRESIÓN %%%%%%%%%%

%RUBÉN BLÁZQUEZ MARTÍN
%NIA: 100318136
%TUTOR: SERGIO SÁNCHEZ DELGADO

close all
clear all
clc

%Para cargar la base de datos de CoolProp
addpath('C:\Users\Rubén\Documents\MATLAB\main')
%addpath('F:\MATLAB\main')

%DATOS:

%Temperatura y presión ambiente
Pa_amb=101300; %[Pa]
Ta_amb=288; %[K]

%Rendimientos

n_cc=0.991; %rendimiento de la cámara de combustión
n_sthp=0.9; %rend. isoentrópico de la turbina de vapor de alta presión
n_stip=0.92; %rend. isoentrópico de la turbina de vapor de presión intermedia
n_stlp=0.92; %rend. isoentrópico de la turbina de vapor de baja presión
n_pump=0.85; %rendimiento isoentrópico de las bombas
n_poli_com=0.924; %rendimiento de la etapa politrópica del compresor
n_iso_gt=0.927; %rendimiento isoentrópico de la turbina de gas

%Caídas de presión [-] (son % aunque estan puesto en tanto por 1)

dP_cc=0.03; %dP en la Cámara de Combustión
dP_w_econ=0.25; %dP del agua en los economizadores
dP_s_reheat=0.08; %dP del vapor en reheat (antes de la turbina de
%media presión) y superheat (antes de la turbina de Alta Presión)

%Combustible (metano)
PCI_met=50016e3; %[J/kg]

%Gas que se produce en la combustión y se aprovecha posteriormente
%en el HRSG --> DIÓXIDO DE CARBONO CO2
%Datos tomados a una temperatura media de 1150K
Cp_CO2=1270; %[J/(kgK)]
gamma_CO2=1.28;
Cv_CO2=Cp_CO2/gamma_CO2;
Rg=Cp_CO2-Cv_CO2; %[J/(kgK)]

%Aire
Cpa=1006; %[J/(kgK)]
Cva=717; %[J/(kgK)]
gamma_a=1.4; %[J/(kgK)]

%Turbina de gas
```

```

TIT=1773;
%TIT=linspace(1704,1773,10) %[K] Temperatura entrada turbina de gas

%Sangrados de vapor en los calderines de baja y media presión

p_ms1=0.14; %Porcentaje de ms (caudal masico total de vapor) que sacamos en D1
p_ms2=0.10; %Porcentaje de ms que sacamos en D2

ma=1; %[kg/s] Gasto másico de aire
PPmin=8; %[K] Mínima diferencia de temperaturas en el pinch point
dTsup_min=25; %[K] Mínima dif. de temperaturas en las proximidades del superheat
T15g_min=335; %[K] Temperatura de chimenea (stack) mínima
X_min=0.88; %Fracción de vapor seco a la salida de la turbina de vapor
T2a_max=800; %[K] Temperatura máxima a la salida del compresor

%Condensador (salida del condensador -> liquido saturado)
P1s=4e3; %[Pa]

%Más Datos
Psx=21e6; %[Pa] Presión máxima alcanzable en el vapor.
Pse_D1=215.7e3; %[Pa] Presión de evaporacion del calderín de Baja presión

%Pse_D2=P8s=P17s TENERLO EN CUENTA POSTERIORMENTE
T5s=550; %[K]
T16s=838; %[K] Temperatura a la entrada de la HPST
T21s=838; %[K] Temperatura a la entrada de la IPST

Pse_D3=16500e3; %[Pa] Presión de evaporacion del calderín de Alta presión
%La temperatura de 10s es la misma que la de evaporación del calderín D3

%OPTIMIZACIÓN GAS TURBINE
T1a=Ta_amb;
P1a=Pa_amb;

%NOTA: PARA QUE SOLO APAREZCAN VECTORES DESDE 15 A 27 Y NO APAREZCAN
%LOS 1-14 VALORES ANTERIORES CON VALOR NULO, SE REALIZA LO SIGUIENTE

for i=1:13
    rcom=14+i; %relacion de compresión
    P2a(i)=P1a*rcom;
    %Teniendo en cuenta la caída de presión en la Cám. Combustión
    P3g(i)=P2a(i)*(1-dP_cc);
    T3g=TIT;
    P4g=Pa_amb;

    %Rendimiento del compresor y temperatura a la salida de éste
    n_com(i)=(rcom^((gamma_a-1)/gamma_a)-1)/(rcom^((gamma_a-1)/(gamma_a*n_poli_com))-1);
    T2a(i)=T1a*(1+(1/n_com(i))*(rcom^((gamma_a-1)/gamma_a)-1));

    %Cámara de combustion
    mfuel(i)=(ma*(Cp_CO2*T3g-Cpa*T2a(i)))/(PCI_met*n_cc-Cp_CO2*T3g);
    mgas(i)=ma+mfuel(i);

    %Turbina de gas
    %Fórmula proporcionada por Bassily para el tramo sin enfriamiento
    Z2=n_iso_gt*Rg/Cp_CO2;
    T4gas(i)=T3g*(P4g/P3g(i))^Z2;

```



```

W_compresor(i)=ma*Cpa*(T2a(i)-T1a);
Q_camcomb(i)=mfuel(i)*PCI_met*n_cc;
W_gasturbine(i)=mgas(i)*Cp_CO2*(T3g-T4gas(i));
n_gasturbine(i)=(W_gasturbine(i)-W_compresor(i))/Q_camcomb(i);
end

% OPTIMIZACION DEL CICLO DE VAPOR.

% A partir de los datos introducidos anteriormente se puede calcular:

% Condensador (salida liquido saturado y conocemos la presión)
% Estamos dentro de la campana de saturación y la condensación se producirá a P y T cte.
T1s=CoolProp.PropsSI('T','P',P1s,'Q',0,'water'); %[K]
P24s=P1s;
T24s=T1s;
h1s=CoolProp.PropsSI('H','T',T1s,'Q',0,'water'); %[J/kg]

% Primer calderín. Calderín de Baja Presión (D1)
% PseD1 es conocida que será la misma para las entradas y salidas del mismo
P4s=Pse_D1; %VAPOR SATURADO
P3s=Pse_D1; %LIQUIDO SATURADO
T4s=CoolProp.PropsSI('T','P',P4s,'Q',1,'water'); %[K]
Tse_D1=T4s;
h4s=CoolProp.PropsSI('H','T',T4s,'Q',1,'water'); %[J/kg]
T3s=CoolProp.PropsSI('T','P',P3s,'Q',0,'water'); %[K]
h3s=CoolProp.PropsSI('H','T',T3s,'Q',0,'water'); %[J/kg]

% La caída de presión en el ECONOMIZADOR DE BAJA PRESIÓN también es
% conocida, entonces se puede calcular la presión en 2s
P2s=P3s/(1-dP_w_econ); %Pa
T2s=T1s; %El aumento de temperatura en la bomba es despreciable
h2s=CoolProp.PropsSI('H','T',T2s,'P',P2s,'water'); %[J/kg]
%De igual forma en la bomba nº2 (primer calderín) el aumento de Tª es
%despreciable
T7s=T3s;

%Tercer calderín. Calderín de Alta Presión
%PseD3 es conocida
Tse_D3=CoolProp.PropsSI('T','P',Pse_D3,'Q',1,'water'); %[K]
T14s=Tse_D3; %Salida de vapor saturado del calderín D3
T13s=Tse_D3; %Salida de líquido saturado del calderín D3
T10s=Tse_D3; %DATO. Sobrecal. de IP hasta la temp. sat. del calderín D3

%NOTA: La presión de 10 todavía no se puede calcular porque no conocemos
% la presión de 9s, 8s, y se_D2. Una vez sean conocidas se podrá calcular.
P14s=Pse_D3;
h14s=CoolProp.PropsSI('H','T',T14s,'Q',1,'water');
P13s=Pse_D3;
h13s=CoolProp.PropsSI('H','T',T13s,'Q',0,'water');

%De igual forma que en el calderín de baja calculamos la presión de 12s
%que será la entrada al economizador de alta presión
P12s=P13s/(1-dP_w_econ);

P5s=P4s; %No se considera dP en sobrecal. después de los calderines
h5s=CoolProp.PropsSI('H','P',P5s,'T',T5s,'water');

```

```

P15s=P14s;
P16s=P15s*(1-dP_s_reheat);
h16s=CoolProp.PropsSI('H','T',T16s,'P',P16s,'water');

for i=1:13
    rcom=14+i;

    %Se quitan las dimensiones de matriz a los resultados del ciclo de gas
    %para evitar errores en las operaciones siguientes
    T4g=T4gas(i);
    mg=mgas(i);
    W_gt=W_gasturbine(i);
    Q_cc=Q_camcomb(i);
    W_comp=W_compresor(i);
    n_gt=n_gasturbine(i);
    mf=mfuel(i);

    %CICLO DE VAPOR
    %relacion entre el gasto masico de gases y de agua (desconocida)
    delta=0.01;
    x=1;
    y=0; %para optimizar el ciclo de vapor utilizaremos 5 etapas (x) con 5 subetapas (y)
    while delta<1
        deltax(x)=delta;
        alpha=0.1; %relación de presiones en el recalentamiento 0,1<=alpha<=0,5
        for y=1:5
            %TURBINA DE ALTA PRESIÓN
            P17s(x,y)=P16s*alpha;
            alpha=alpha+0.1;
            s16s(x,y)=CoolProp.PropsSI('S','T',T16s,'P',P16s,'water');
            s17si(x,y)=s16s(x,y); %Expansión isoentrópica. Y luego con el
            %rendimiento isoentrópico de la turbina de gas se calcula la
            %entalpía del punto 17s real
            h17si(x,y)=CoolProp.PropsSI('H','S',s17si(x,y),'P',P17s(x,y),'water');
            h17s(x,y)=h16s-n_sthp*(h16s-h17si(x,y));
            %Título de vapor a la salida de la turbina de alta presión.
            %El título de vapor debe ser superior a 0,88. En este caso, las
            %presiones (15, 30, 45, 60 y 75 bar) y entalpías (>2800kJ/kg) obtenidas
            %reflejan que el vapor se encuentra en la zona de vapor sobrecalentado.
            %CoolProp evidencia un título de vapor -1 y para contrarrestarlo
            %se dispone del valor absoluto
            x17s(x,y)=abs(CoolProp.PropsSI('Q','P',P17s(x,y),'H',h17s(x,y),'water'));

            %Calderín de media presión (D2)
            PseD2(x,y)=P17s(x,y); %DATO. SALIDA DE HPST Y D2 A LA MISMA PRESIÓN
            P8s(x,y)=P17s(x,y); %Líquido saturado
            P9s(x,y)=P17s(x,y); %Vapor saturado
            h8s(x,y)=CoolProp.PropsSI('H','P',P8s(x,y),'Q',0,'water');
            T8s(x,y)=CoolProp.PropsSI('T','P',P8s(x,y),'Q',0,'water');
            h9s(x,y)=CoolProp.PropsSI('H','P',P9s(x,y),'Q',1,'water');
            T9s(x,y)=CoolProp.PropsSI('T','P',P9s(x,y),'Q',1,'water');
            Tse_D2(x,y)=T9s(x,y);

            %Economizador de media presión (7s->8s)
            P7s(x,y)=P8s(x,y)/(1-dP_w_econ);
            h7s(x,y)=CoolProp.PropsSI('H','P',P7s(x,y),'T',T7s,'water');

            %Sobrecalentamiento de Media Presión (9s->10s)

```

```

P10s(x,y)=P9s(x,y); %No se considera dP en los sobrecalentamto
h10s(x,y)=CoolProp.PropsSI('H','P',P10s(x,y),'T',T10s,'WATER');

%Economizador de Alta Presión (12s->13s)
T12s(x,y)=T8s(x,y); %Aumento de temperatura en la bomba despreciable
h12s(x,y)=CoolProp.PropsSI('H','T',T12s(x,y),'P',P12s,'water');

%Caudales máscicos de vapor
ms=mg*delta; %gasto másico de agua-vapor en función de mg
ms1=ms*p_ms1; %gasto másico de vapor que se extrae en el primer calderín
ms2=ms*p_ms2; %gasto másico de vapor que se extrae en el segundo calderín

%Balance de energía en el mixer (P17s+P10s-->P20s)
%(ms-ms1-ms2)*h17s(x,y)+(ms2)*h10s(x,y)=(ms-ms1)*h20s(x,y)
h20s(x,y)=((ms-ms1-ms2)*h17s(x,y)+(ms2)*h10s(x,y))/(ms-ms1);
%P17s y P10s son la misma por tanto también tendrá la misma P 20s
P20s(x,y)=P17s(x,y);

%Reheat (20s->21s) Antes de la turbina de Media Presión
P21s(x,y)=P20s(x,y)*(1-dP_s_reheat);

%TURBINA DE MEDIA PRESIÓN
h21s(x,y)=CoolProp.PropsSI('H','P',P21s(x,y),'T',T21s,'WATER');
s21s(x,y)=CoolProp.PropsSI('S','T',T21s,'P',P21s(x,y),'water');
s22si(x,y)=s21s(x,y); %exp. isoentrópica para calcular h22s con n_ipst
%Salida de la turbina de media presión a la misma presión que
%la salida del sobrecalentamiento de baja presión (5s)
P22s=P5s;
h22si(x,y)=CoolProp.PropsSI('H','S',s22si(x,y),'P',P22s,'water');
h22s(x,y)=h21s(x,y)-n_stip*(h21s(x,y)-h22si(x,y));

%De igual forma que para x17s, el vapor a la salida de la
%turbina se encuentra en la zona de vapor sobrecalentado
%(p=2.175 bar y 2739<h<3076 KJ/kg)
x22s(x,y)=abs(CoolProp.PropsSI('Q','H',h22s(x,y),'P',P22s,'water'));

%Balance de energía en el mixer (22s+5s-->23s)
%(ms-ms1)*h22s(x,y)+(ms1)*h5s=(ms)*h23s(x,y)
h23s(x,y)=((ms-ms1)*h22s(x,y)+(ms1)*h5s)/ms;
%Las dos entradas del mixer están a la misma presión y no se
%tienen en cuenta la caída de presión en la mezcla
P23s=P22s;

%TURBINA DE BAJA PRESION
s23s(x,y)=CoolProp.PropsSI('S','H',h23s(x,y),'P',P23s,'water');
s24si(x,y)=s23s(x,y);
h24si(x,y)=CoolProp.PropsSI('H','S',s24si(x,y),'P',P24s,'water');
h24s(x,y)=h23s(x,y)-n_stlp*(h23s(x,y)-h24si(x,y));
x24s(x,y)=CoolProp.PropsSI('Q','H',h24s(x,y),'P',P24s,'water');

%POTENCIAS DE LAS BOMBAS
wpump1(x,y)=ms*(h2s-h1s)/n_pump;
wpump2(x,y)=((ms-ms1)*(h7s(x,y)-h3s))/n_pump;
wpump3(x,y)=(ms-ms1-ms2)*(h12s(x,y)-h8s(x,y))/n_pump;

%POTENCIAS DE LAS TURBINAS
w_hpst(x,y)=(ms-ms1-ms2)*(h16s-h17s(x,y));

```

```

w_ipst(x,y)=(ms-ms1)*(h21s(x,y)-h22s(x,y));
w_lpst(x,y)=(ms)*(h23s(x,y)-h24s(x,y));

%BALANCES DE ENERGIA EN EL HRSG

T15s=750; %[K]
h15s=CoolProp.PropsSI('H','T',T15s,'P',P15s,'water');

%SECTION 1 (Superheat approach)

%mg*Cp_CO2*(T4g-T5g)=(ms-ms1-ms2)*(h16s-h15s)
T5g(x,y)=T4g-((ms-ms1-ms2)*(h16s-h15s))/(mg*Cp_CO2);

%SECTION 2
%Reheat

%mg*Cp_CO2*(T5g-T6g)=(ms-ms1)*(h21s-h20s)
T6g(x,y)=T5g(x,y)-((ms-ms1)*(h21s(x,y)-h20s(x,y)))/(mg*Cp_CO2);

%Sobrecalent. de alta presión

%mg*Cp_CO2*(T6g-T7g)=(ms-ms1-ms2)*(h15s-h14s)
T7g(x,y)=T6g(x,y)-((ms-ms1-ms2)*(h15s-h14s))/(mg*Cp_CO2);

%Evaporador de alta presión

%mg*Cp_CO2*(T7g-T8g)=(ms-ms1-ms2)*(h14s-h13s)
T8g(x,y)=T7g(x,y)-((ms-ms1-ms2)*(h14s-h13s))/(mg*Cp_CO2);

%Sobrecalent. de media presión

%mg*Cp_CO2*(T8g-T9g)=ms2*(h10s-h9s)
T9g(x,y)=T8g(x,y)-(ms2*(h10s(x,y)-h9s(x,y)))/(mg*Cp_CO2);

%Sobrecalent. de baja presión

%mg*Cp_CO2*(T9g-T10g)=ms1*(h5s-h4s)
T10g(x,y)=T9g(x,y)-(ms1*(h5s-h4s))/(mg*Cp_CO2);

%SECTION 3
%Economizador de alta presión

%mg*Cp_CO2*(T10g-T11g)=(ms-ms1-ms2)*(h13s-h12s)
T11g(x,y)=T10g(x,y)-((ms-ms1-ms2)*(h13s-h12s(x,y)))/(mg*Cp_CO2);

%Evaporador de media presión

%mg*Cp_CO2*(T11g-T12g)=ms2*(h9s-h8s)
T12g(x,y)=T11g(x,y)-(ms2*(h9s(x,y)-h8s(x,y)))/(mg*Cp_CO2);

%SECTION 4
%Economizador de media presión

%mg*Cp_CO2*(T12g-T13g)=(ms-ms1)*(h8s-h7s)
T13g(x,y)=T12g(x,y)-((ms-ms1)*(h8s(x,y)-h7s(x,y)))/(mg*Cp_CO2);

%Evaporador de baja presión

```

```

%mg*Cp_CO2*(T13g-T14g)=ms1*(h4s-h3s)
T14g(x,y)=T13g(x,y)-(ms1*(h4s-h3s))/(mg*Cp_CO2);

%SECTION 5
%Economizador de baja presión

%mg*Cp_CO2*(T14g-T15g)=ms*(h3s-h2s)
T15g(x,y)=T14g(x,y)-(ms*(h3s-h2s))/(mg*Cp_CO2);

end
x=x+1;
delta=delta+0.01;
end

%RENDIMIENTO DEL CICLO

n_ccycle=(W_gt+W_hpst+W_ipst+W_lpst-W_comp-Wpump1-Wpump2-Wpump3)/Q_cc;
%Para conocer las dimensiones [n°filas,n°columnas] del array y poder optimizarlo
[m,n]=size(n_ccycle);

%Diferencia de temperaturas Pinch Points

dTsup=T4g-T16s;
dTpp1=T5g-T21s;
dTpp2=T10g-T13s;
dTpp3=T12g-T8s;
dTpp4=T14g-T3s;

for f=1:m %n° de filas
    for c=1:n %n° de columnas
        if T15g(f,c)<T15g_min || dTsup<dTsup_min || dTpp1(f,c)<PPmin ||
dTpp2(f,c)<PPmin || dTpp3(f,c)<PPmin || dTpp4(f,c)<PPmin || X17s(f,c)<X_min ||
X22s(f,c)<X_min || X24s(f,c)<X_min || T2a(i)>T2a_max
            %Para quitar los puntos que no cumplen las condiciones de optimización
            n_ccycle(f,c)=0;
        end
    end
end
end

%OPTIMIZACIÓN

n_0=0;
fila=1;
columna=1;

for f=1:m
    for c=1:n
        if n_ccycle(f,c)>n_0
            n_0=n_ccycle(f,c); %De esta forma nos quedamos siempre con el valor mayor
            %Para conocer la posicion (fila y columna) donde el
            %rendimiento es máximo
            fila=f;
            columna=c;
        end
    end
end
end

```

```

    delta=deltax(fila);
    ms=mg*delta;
    ms1=ms*p_ms1;
    ms2=ms*p_ms2;
    n_ciclo(i)=n_ccycle(fila,columna);
    T15g(i)=T15g(fila,columna);

    w_st(i)=w_hpst(fila,columna)+w_ipst(fila,columna)+w_lpst(fila,columna);
    w_total(i)=w_gt+w_st(i);

end

%Ahora debemos hacer otro if para conocer rcom y n_ciclo cuando éste es
%máximo
n_ciclo_0=0.1;

for i=1:13
    rcom=14+i;

    if n_ciclo(i)>n_ciclo_0
        i_comp=i;
        r_comp=rcom;
        n_ciclo_0=n_ciclo(i);
    end
end

%VALORES OPTIMIZADOS

n_ciclo_op=n_ciclo(i_comp);
w_st_op=w_st(i_comp);
w_gt_op=w_gasturbine(i_comp);
Q_cc_op=Q_camcomb(i_comp);
T4g_op=T4gas(i_comp);
w_total_op=w_total(i_comp);
T15g_op=T15g(i_comp);
w_comp_op=w_compresor(i_comp);

%SOLUCIÓN!

disp('_____')
disp('          ||  SOLUCIÓN  ||')
disp('_____')

% Resultados Turbina de gas.

disp(' Introduciendo un caudal de aire de [kg/s] ')
m_aire=ma

disp(' Entrando el aire con una temperatura de [K] ')
T1a

disp(' y con una presión de [Pa]')
P1a

disp(' La relacion de compresión es de:')
r_comp

disp(' La temperatura de entrada a la turbina de gas [K] es')

```

```

TIT

disp(' El gasto de combustible es de [kg/s]')
m_combustible=mf

disp(' Temperatura del gas a la salida de la turbina y entrada en la caldera de
recuperación (HRSG) [K]')
T4g=T4g_op

% Resultados Turbina de Vapor

disp(' El caudal necesario de agua es de [kg/s]')
m_water=ms

disp(' Los sangrados en los calderines de Baja e Intermedia presión son [%]')
sangrado_D1=p_ms1*100
sangrado_D2=p_ms2*100

disp(' Temperatura de los gases a la salida del HRSG (stack/chimenea) [K]')
T_stack=T15g_op

% Resultados del ciclo combinado

disp(' El rendimiento global del ciclo obtenido [%]')
Rendimiento_ccycle=n_ciclo_op*100

disp(' La potencia útil del ciclo obtenida es [MW]')
W_CCYCLE=W_total_op*(10^-6)

disp(' La potencia generada por la turbina de gas es [MW]')
W_GT=W_gt_op*(10^-6)

disp(' La potencia generada por el conjunto de turbinas de vapor es [MW]')
W_ST=W_st_op*(10^-6)

disp(' La potencia consumida en el compresor [MW]')
W_comp=w_comp_op*(10^-6)

```

|| SOLUCIÓN ||

Introduciendo un caudal de aire de [kg/s]

m_aire =

1

Entrando el aire con una temperatura de [K]

T1a =

288

y con una presión de [Pa]

P1a =

101300

La relacion de compresión es de:

r_comp =

26

La temperatura de entrada a la turbina de gas [K] es

TIT =

1773

El gasto de combustible es de [kg/s]

m_combustible =

0.0306

Temperatura del gas a la salida de la turbina y entrada en la caldera de recuperación (HRSG) [K]

T4g =

921.4274

El caudal necesario de agua es de [kg/s]

m_water =

0.1958

Los sangrados en los calderines de Baja e Intermedia presión son [%]

sangrado_D1 =

14.0000

sangrado_D2 =

10

Temperatura de los gases a la salida del HRSG (stack/chimenea) [K]

T_stack =

551.5362

El rendimiento global del ciclo obtenido [%]

Rendimiento_ccycle =

59.8130

La potencia útil del ciclo obtenida es [MW]

W_CCYCLE =

1.4183

La potencia generada por la turbina de gas es [MW]

W_GT =

1.1148

La potencia generada por el conjunto de turbinas de vapor es [MW]

W_ST =

0.3035

La potencia consumida en el compresor [MW]

W_comp =

0.5037

[Published with MATLAB® R2017a](#)

C. Resultados obtenidos

C1. Resultados obtenidos con la variación de TIT

TIT	p_{ms1}	p_{ms2}	r_{com}	T_{stack}	η	W_{ccycle}
1704	0,01	0,01	17	783,3531	57,3717	1,2878
		0,02	17	783,4864	57,3288	1,2871
		0,03	16	815,352	57,7146	1,288
		0,04	16	815,4408	57,67	1,2873
		0,05	16	815,5296	57,625	1,2866
		0,06	18	752,4202	57,7642	1,2987
		0,07	18	752,5979	57,7209	1,2981
		0,08	18	752,7755	57,6776	1,2974
		0,09	18	752,9532	57,6343	1,2967
		0,1	18	753,1309	57,591	1,2961
		0,11	18	753,3085	57,5477	1,2954
		0,12	23	596,823	57,7742	1,3209
		0,13	23	597,2228	57,734	1,3203
		0,14	20	691,3539	57,8623	1,31
		0,15	18	754,02	57,8223	1,3
1711,7	0,01	0,01	16	819,1455	57,7062	1,2939
		0,02	16	819,2343	57,6617	1,2932
		0,03	16	819,3232	57,6172	1,2925
		0,04	18	756,0361	57,7598	1,3047
		0,05	18	756,2138	57,7168	1,3041
		0,06	18	756,3914	57,6738	1,3034
		0,07	18	756,5691	57,6308	1,3028
		0,08	15	851,2276	57,7375	1,2891
		0,09	16	819,8561	57,8812	1,2973
		0,1	21	662,8377	57,9958	1,3219
		0,11	21	663,1486	57,9541	1,3213
		0,12	21	663,4595	57,9124	1,3207
		0,13	21	663,7704	57,8707	1,32
		0,14	19	726,5689	57,8943	1,3115
		0,15	19	726,7909	57,8509	1,3109
1719,3	0,01	0,01	15	854,8863	57,9601	1,2986
		0,02	15	854,9307	57,9141	1,2979
		0,03	15	854,9751	57,8681	1,2972
		0,04	15	855,0195	57,822	1,2965
		0,05	15	855,064	57,776	1,2957
		0,06	17	791,9101	58,0497	1,3104
		0,07	19	728,934	58,1095	1,3208
		0,08	19	729,156	58,0665	1,32
		0,09	19	729,3781	58,0234	1,3195
		0,1	19	729,6	57,98	1,3189
		0,11	19	729,8223	57,9373	1,3182
		0,12	24	573,3812	58,033	1,3408
		0,13	24	573,8253	57,9931	1,3402
		0,14	21	668,0009	58,1888	1,3314
		0,15	21	668,3118	58,1364	1,3306

TIT	p_{ms1}	p_{ms2}	r_{com}	T_{stack}	η	W_{ccycle}
1727	0,01	0,01	15	858,8575	57,8584	1,3031
		0,02	15	858,9019	57,8126	1,3024
		0,03	17	795,4816	58,088	1,3171
		0,04	17	795,6148	58,0437	1,3164
		0,05	19	732,461	58,107	1,3269
		0,06	19	732,6831	58,0642	1,3263
		0,07	19	732,9052	58,0214	1,3256
		0,08	19	733,1272	57,9787	1,3249
		0,09	19	733,3493	57,9359	1,3243
		0,1	22	639,307	58,2974	1,3428
		0,11	19	733,7934	58,338	1,3311
		0,12	19	734,0155	58,2839	1,3302
		0,13	19	734,2376	58,2298	1,3294
		0,14	19	734,4597	58,1757	1,3286
		0,15	25	547,4854	58,2261	1,3536
1734,7	0,01	0,01	17	799,1863	58,0819	1,3232
		0,02	17	799,3195	58,0378	1,3225
		0,03	19	735,988	58,1045	1,333
		0,04	19	736,2101	58,062	1,3323
		0,05	15	863,0063	58,1665	1,3149
		0,06	15	863,0507	58,109	1,314
		0,07	15	863,0951	58,0516	1,3131
		0,08	17	800,119	58,3106	1,3274
		0,09	20	705,8546	58,3795	1,3418
		0,1	20	706,1211	58,3367	1,3411
		0,11	20	706,3876	58,2939	1,3404
		0,12	25	549,9909	58,2737	1,3604
		0,13	25	550,4795	58,2341	1,3598
		0,14	22	644,6994	58,4895	1,3524
		0,15	22	645,0547	58,4375	1,3516
1742,3	0,01	0,01	16	834,9271	58,3809	1,329
		0,02	16	835,0159	58,3353	1,3282
		0,03	16	835,1047	58,2898	1,3275
		0,04	18	771,8177	58,4725	1,3402
		0,05	18	771,9953	58,4284	1,3395
		0,06	20	708,9747	58,4226	1,3485
		0,07	20	709,2412	58,38	1,3478
		0,08	20	709,5077	58,3376	1,3472
		0,09	20	709,7742	58,295	1,3465
		0,1	25	552,9334	58,2822	1,3666
		0,11	23	616,176	58,536	1,3627
		0,12	23	616,5758	58,4948	1,3621
		0,13	26	523,1109	58,5307	1,374
		0,14	20	711,1066	58,5335	1,3508
		0,15	20	711,3731	58,4798	1,35

TIT	p_{ms1}	p_{ms2}	r_{com}	T_{stack}	η	W_{ccycle}
1750	0,01	0,01	16	838,8982	58,2823	1,3336
		0,02	18	775,4335	58,4681	1,3463
		0,03	18	775,6112	58,4243	1,3456
		0,04	20	712,413	58,4218	1,3547
		0,05	20	712,6794	58,3796	1,354
		0,06	19	744,545	58,3408	1,3496
		0,07	15	870,9859	58,3162	1,3289
		0,08	23	618,948	58,581	1,3696
		0,09	23	619,3478	58,5401	1,369
		0,1	20	714,0119	58,6613	1,359
		0,11	21	682,9013	58,6235	1,3621
		0,12	21	683,2122	58,5809	1,3615
		0,13	21	683,5231	58,5384	1,3608
		0,14	23	621,3464	58,7694	1,373
		0,15	23	621,7461	58,7177	1,3722
1757,7	0,01	0,01	15	874,6906	58,4951	1,338
		0,02	15	874,735	58,4483	1,3372
		0,03	15	874,7794	58,4016	1,3365
		0,04	19	748,0721	58,3588	1,356
		0,05	16	843,2247	58,5894	1,3454
		0,06	21	685,318	58,7518	1,3703
		0,07	19	748,7383	58,7317	1,3613
		0,08	19	748,9604	58,6878	1,3606
		0,09	19	749,1824	58,644	1,36
		0,1	24	592,2972	58,8363	1,3836
		0,11	24	592,7414	58,7955	1,383
		0,12	24	593,1855	58,7546	1,3823
		0,13	23	624,9179	58,7421	1,3788
		0,14	27	404,918	58,7013	1,3926
		0,15	21	688,1161	58,8085	1,3718
1765,3	0,01	0,01	17	814,9678	58,7575	1,3585
		0,02	17	815,1011	58,7124	1,3578
		0,03	19	751,7696	58,8179	1,3688
		0,04	19	751,9917	58,7743	1,3681
		0,05	19	752,2138	58,7307	1,3674
		0,06	19	752,4358	58,6872	1,3667
		0,07	20	721,1032	58,6491	1,3712
		0,08	24	595,3285	58,8425	1,3898
		0,09	24	595,7727	58,8019	1,3892
		0,1	24	596,2168	58,7613	1,3886
		0,11	21	690,7921	58,9383	1,38
		0,12	22	659,7704	58,8858	1,3827
		0,13	22	660,1257	58,8435	1,382
		0,14	24	597,9934	59,0297	1,3932
		0,15	24	598,4375	58,9783	1,3924

TIT	p_{ms1}	p_{ms2}	r_{com}	T_{stack}	η	W_{ccycle}
1773	0,01	0,01	19	755,2966	58,8153	1,375
		0,02	19	755,5187	58,7719	1,3743
		0,03	19	755,7408	58,7286	1,3736
		0,04	19	755,9629	58,6853	1,3729
		0,05	20	724,5414	58,6688	1,3777
		0,06	22	661,6097	59,057	1,3916
		0,07	22	661,965	59,015	1,3909
		0,08	19	756,8511	59,0403	1,3793
		0,09	19	757,0732	58,9855	1,3784
		0,1	25	568,7665	59,0791	1,4034
		0,11	25	569,2551	59,0384	1,4028
		0,12	25	569,7437	58,9978	1,4022
		0,13	24	601,5204	59,0039	1,3991
		0,14	24	601,9646	58,9529	1,3983
		0,15	27	401,3137	58,9298	1,4088

C2. Resultados obtenidos con diferentes condiciones ambientales

Moscú (Rusia)						
$T_{amb} = -10^{\circ}\text{C} = 263\text{K}; P_{amb} = 99966\text{Pa}$						
p_{ms1}	p_{ms2}	r_{com}	\dot{m}_s	T_{stack}	η	\dot{W}_{ccycle}
0,1	0,01	17	0,1546	790,4548	58,679	1,3468
	0,02	19	0,1546	728,672	58,8736	1,3585
	0,03	21	0,1546	667,0667	58,9032	1,3668
	0,04	18	0,1546	759,9853	59,1648	1,3591
	0,05	18	0,165	760,163	59,1184	1,3584
	0,06	20	0,165	698,7799	59,2368	1,3684
	0,07	22	0,165	637,5744	59,2064	1,3755
	0,08	22	0,165	637,9297	59,1631	1,3748
	0,09	22	0,165	638,285	59,1199	1,3741
	0,1	22	0,165	638,6403	59,0766	1,3734
	0,11	25	0,165	547,3206	59,3273	1,3879
	0,12	25	0,165	547,8092	59,2855	1,3872
	0,13	22	0,1753	639,7063	59,3684	1,3786
	0,14	22	0,1753	640,0616	59,3137	1,3777
	0,15	22	0,1753	640,4169	59,259	1,3769
Cali (Colombia)						
$T_{amb} = 22^{\circ}\text{C} = 295\text{K}; P_{amb} = 90176\text{Pa}$						
p_{ms1}	p_{ms2}	r_{com}	\dot{m}_s	T_{stack}	η	\dot{W}_{ccycle}
0,1	0,01	17	0,1751	823,729	58,6949	1,3446
	0,02	19	0,1751	761,9461	58,8271	1,3563
	0,03	21	0,1751	700,3409	58,789	1,3645
	0,04	18	0,1854	793,2595	59,1687	1,357
	0,05	18	0,1854	793,4371	59,12	1,3562
	0,06	20	0,1854	732,054	59,1747	1,3661
	0,07	20	0,1854	732,3205	59,1274	1,3654
	0,08	20	0,1854	732,587	59,0802	1,3647
	0,09	20	0,1854	732,8534	59,0329	1,364
	0,1	20	0,1854	733,1199	58,9857	1,3632
	0,11	25	0,1957	366,7413	59,1066	1,3854
	0,12	25	0,1957	367,2446	59,0623	1,3848
	0,13	22	0,1957	672,9804	59,2464	1,3763
	0,14	22	0,1957	673,3357	59,1887	1,3754
	0,15	22	0,1957	673,691	59,1309	1,3745

Bogotá (Colombia)						
$T_{amb} = 12^{\circ}C = 285K; P_{amb} = 74975Pa$						
p_{ms1}	p_{ms2}	r_{com}	\dot{m}_s	T_{stack}	η	\dot{W}_{ccycle}
0,1	0,01	17	0,1648	802,9017	58,6897	1,3453
	0,02	19	0,1648	741,1189	58,8421	1,3569
	0,03	21	0,1648	679,5137	58,826	1,3653
	0,04	18	0,1648	772,4322	59,1674	1,3576
	0,05	18	0,1648	772,6099	59,1195	1,3569
	0,06	20	0,1751	711,2268	59,1948	1,3669
	0,07	20	0,1751	711,4932	59,1483	1,3661
	0,08	20	0,1751	711,7597	59,1019	1,3654
	0,09	20	0,1751	712,0262	59,0554	1,3647
	0,1	20	0,1751	712,2927	59,0089	1,3639
	0,11	25	0,1751	559,7676	59,1784	1,3862
	0,12	25	0,1751	560,2561	59,1349	1,3855
	0,13	22	0,1751	652,1532	59,286	1,377
	0,14	22	0,1854	652,5085	59,2293	1,3761
	0,15	22	0,1854	652,8638	59,1725	1,3752

Ubicación normal						
$T_{amb} = 15^{\circ}C = 288K; P_{amb} = 101300Pa$						
p_{ms1}	p_{ms2}	r_{com}	\dot{m}_s	T_{stack}	η	\dot{W}_{ccycle}
0,1	0,01	17	0,1648	809,5332	58,6913	1,3451
	0,02	19	0,1648	747,7503	58,8377	1,3567
	0,03	21	0,1751	686,1451	58,815	1,365
	0,04	18	0,1751	779,0637	59,1678	1,3574
	0,05	18	0,1751	779,2414	59,1196	1,3567
	0,06	20	0,1751	717,8582	59,1888	1,3666
	0,07	20	0,1751	718,1247	59,1421	1,3659
	0,08	20	0,1751	718,3912	59,0954	1,3652
	0,09	20	0,1751	718,6577	59,0487	1,3645
	0,1	20	0,1751	718,9242	59,002	1,3637
	0,11	25	0,1854	566,399	59,1572	1,386
	0,12	25	0,1854	566,8876	59,1134	1,3853
	0,13	22	0,1854	658,7846	59,2743	1,3768
	0,14	22	0,1854	659,1399	59,2172	1,3759
	0,15	22	0,1854	659,4953	59,1602	1,375

C3. Resultados obtenidos para la variación de T16s y T21s

T_{16s}	T_{21s}	p_{ms1}	p_{ms2}	r_{com}	m_s	T_{stack}	η	W_{ccycle}
801				26	0,1958	554,2163	59,5884	1,4149
809				26	0,1958	553,6277	59,6379	1,4156
817				26	0,1958	553,0444	59,6868	1,4164
825				26	0,1958	552,4661	59,7352	1,4171
833	838	0,14	0,1	26	0,1958	551,8625	59,7832	1,4178
841				26	0,1958	551,3232	59,8308	1,4186
849				23	0,1958	641,6691	59,6641	1,405
857				23	0,1958	641,2481	59,7122	1,4057
865				23	0,1958	640,8297	59,76	1,4065
873				23	0,1958	640,4139	59,8075	1,4072
	801			27	0,2061	352,0897	59,5509	1,4178
	809			27	0,2061	349,6059	59,684	1,4198
	817			27	0,2061	347,1223	59,8178	1,4218
	825			26	0,1958	553,8711	59,5947	1,4149
838	833	0,14	0,1	26	0,1958	552,435	59,7288	1,417
	841			23	0,1958	641,8479	59,6493	1,4048
	849			25	0,1958	579,9588	59,6216	1,4118
	857			25	0,1958	578,6349	59,7568	1,4138
	865			23	0,1958	638,5982	59,6558	1,4043
	873			22	0,1958	668,2764	59,7614	1,4026